
Titel: Dynamiske simuleringer af skårlæggere og
slåmaskiner ved Kverneland

Afleveringsdato: 13. juni 2008

Oplag: 7

Antal sider: 94

Appendiks: 4

Vedlagt: DVD

Aalborg Universitet Esbjerg
Niels Bohrs vej 8
6700 Esbjerg
Tlf. 79 12 76 66
Fax 75 45 36 43
www.aau.dk

Gruppe medlemmer:

Thomas Larsen

Lars Højmark Rasmussen

Vejledere:

Lars Damkilde

Anders Schmidt Kristensen

Forord

Denne rapport er resultatet af et 10. semester afgangsprøveprojekt udarbejdet i perioden 1. februar 2008 til 13. juni 2008 på civilingeniøruddannelsen inden for maskinkonstruktion ved Aalborg Universitet Esbjerg.

Der arbejdes i projektet sammen med virksomheden Kverneland Group Kerteminde A/S, som er en smedevirksomhed, der producerer traktor trukne landbrugsmaskiner. Formålet med projektet har været gennem beregningsmodeller at undersøge og forbedre udviklingsprocessen for skårlæggere og slåmaskiner ved Kverneland.

Efter konklusionen ses en litteraturliste over den litteratur, som er anvendt i forbindelse med projektet. Til understøttelse af selve rapporten er der bagerst placeret appendiks. Henvisninger til disse er placeret i rapportteksten.

Vi vil gerne bringe en tak til: Lars Damkilde, der i gennem hele projektperioden har givet udtryk for et stort engagement i projektet og bidraget med god og konstruktiv vejledning. Anders S. Kristensen, som har været en stor hjælp i brug af Finite Element programmet, ANSYS. Også tak til en Kverneland Group Kerteminde for stor åbenhed og samarbejdsvilje.

Til understøttelse af rapporten er der vedlagt en DVD. En oversigt over dennes indhold er at finde i Appendiks. Ved gennemlæsning af rapporten anbefales det at gennemse filmklip lokaliseret i mappen "filmklip" på DVD'en, når der refereres til disse. Der refereres til filmklip ved benævnelsen: filmklip [filmklippets navn på DVD']. Andre referencer i rapporten benævnes: kap x [Kapitlets navn]; afsnit x [Afsnittets navn]; APP. x [Appendiksnavn]; hvor x er referencens nr..

Til start anbefales det at gennemse filmklip ["sammendrag"]

For at læse samtlige filer på DVD'en kræves følgende programmer:

- Ansys
- Matlab
- Mathcad
- Inventor
- PDF-reader
- Notebook
- Windows Media Player

Synopsis

Grundlaget for dette afgangsprøjsjekt er Kverneland Groups Kertemindes udvikling af skårlæggere og slåmaskiner. En skårlægger, model 4232LT havarerede under en accelereret levetidstest på en prototype pga. udmattelsesproblemer. Udmattelsesbruddet forekom i en samlingsdetalje på denne model.

Formålet med rapporten er at undersøge og forbedre udviklingsprocessen ved Kverneland. Undersøgelser og forbedringer foretages med udgangspunkt i skårlæggeren model 4232LT.

Det er gjort muligt at forudsige udmattelsesproblemer for bestemte samlingsdetaljer tidligere i processen ved at simulere en levetidstest. Forudsætningen er, at designet kan forenkles til en bjælke-model. Der er udført et konkret eksempel på skårlæggeren, som er blevet opbygget i en forenklet dynamisk FEM 3D-bjælke-model i Matlab. Den består af selve skårlæggeren uden hjul og en dækkontaktmodel for kontakten mellem dæk og underlag. Vha. bjælke-modellen og en opstillet influensmatrice for samlingsdetaljen, som var genstand for udmattelsesbruddet, er udmattelseslivet blevet beregnet med tilfredsstillende resultater. Dækkontaktmodellen kan forbindes til bjælke-modeller opbygget af andre maskiner og forudsige udmattelses problemer på relevante samlingsdetaljer, for hvilke der i forvejen er oprettet en influensmatrice.

Der er ydermere udviklet en metode til at simulere en levetidstest for et komplet design dokumenteret ved 3D-CAD. 3D-CAD-modellen forestilles omsat til en komplet FEM-model. Ved at udføre en modalanalyse kan modellen beskrives udelukkende ved et begrænset antal modale former.

Der er udført et konkret eksempel på denne metode, hvor hele flytningsresponset for en delvis solidmodel er blevet bestemt ud fra 8 af dennes modale former. I elementmetodeprogrammet Ansys er flytningerne postprocesseret, således at alle relevante data fra den simulerede levetidstest kan udlæses direkte.

Abstract

This master project is based on the development of mowers and mower conditioners by Kverneland Group Kerteminde. A mower conditioner, model 4232LT broke down in an accelerated life test due to fatigue problems. The fatigue crack was located in a joint on this model.

The purpose of this report is to examine and improve the development work done by Kverneland. Examinations and improvements are done based on the mower conditioner, model 4232LT.

It's made possible to predict fatigue problems regarding specific joints early on in the process by performing a simulation of an accelerated life test. The possibility to simplify the design by a beam model is a prerequisite to do this. A specific accelerated life test has been made on a simplified dynamic 3D-Beam model in Matlab. The beam model consists of the mower conditioner itself without wheels and a model describing the contact between tire and surface. By means of the beam model and the influence matrix determined for the joint, in which the crack was located, the fatigue life is computed with satisfactory results. The model, describing the contact between tire and surface, can successfully be joined with beam models describing other mowers and predict fatigue problems in relevant joints. An influence matrix must be determined for the specific joint.

In addition to this a method is developed to perform a simulation of a life test based on a complete 3D-CAD-design. The 3D-CAD-design is transformed into a FEM-model. By doing a modal analysis the model can be described alone by a limited number of modal shapes.

An example of this method has been performed. The entire response of displacement is computed on a partly solid model based on 8 modal shapes only. In the finite element program Ansys all displacements are postprocessed, so that all relevant outputs can be obtained directly from the simulation of the accelerated life test.

Indholdsfortegnelse

1	Indledning.....	1
2	Udvikling af skårlæggere og slåmaskiner ved Kverneland.	5
2.1	Delkonklusion:.....	6
3	Skårlæggerens konstruktion, funktion og ydre kræfter	7
3.1	Skårlæggerens konstruktion og funktion	7
3.2	ydre kræfter på skårlæggeren under transport.....	12
3.3	Delkonklusion.....	17
4	Accelereret levetidstest på prototype.....	18
4.1	Testfelt ved Kverneland.....	18
4.2	Kalibrering af levetidstest.....	20
4.3	Resultater fra accelereret levetidstest	22
4.4	De fysiske fænomener	23
4.5	Delkonklusion.....	26
5	Dynamisk FEM 3D- bjælke model.....	27
5.1	FEM i strukturel dynamik.....	27
5.2	lineær model for skårlægger uden hjul	28
5.3	ikke-lineær dækkontaktmodel.....	30
5.4	Løsning	34
5.5	Modificering	35
5.6	Delkonklusion:.....	36
6	Udmattelse	37
6.1	Teorien bag udmattelse.....	37
6.2	Udmattelsesanalyse på samlingsdetalje	41
6.3	Delkonklusion.....	47
7	Modalt system og dækkontaktmodel.....	48
7.1	Modalanalyse og modalsuperpositionsprincippet	48
7.2	Modal kobling	51
7.3	Det modale system.....	56
7.4	Delkonklusion.....	58
8	Modalsuperpositionsprincip i Ansys/Matlab.....	59
8.1	Bestemmelse af det modale system i Ansys.....	59
8.2	Det modale system og dækkontaktmodellen i Matlab.....	60
8.3	Postprocessing i Ansys.....	62
8.4	Delkonklusion.....	63
9	Konklusion	64
10	Litteraturliste	65
	Appendiks liste	67
APP. 1	Beskrivelse af underlag ved testfelt	
APP. 2	Eksempel på modalanalyse	
APP. 3	Svingeformer	
APP. 4	DVD oversigt	

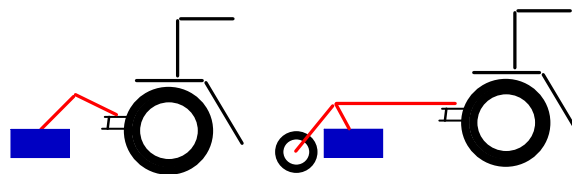
1 Indledning

Kverneland Group Danmark A/S er en underafdeling af koncernen Kverneland Group, der udvikler, producerer og distribuerer landbrugsmaskiner. Den danske afdeling i Kerteminde producerer udelukkende maskiner til brug med traktor. Overordnet produceres 2 typer maskinmodeller. Den ene maskintype trækkes på hjul, og den anden anvendes udelukkende ophængt i traktorens liftophæng. En stor del af produktionen er slåmaskiner og skårlæggere. Herunder ses et udvalg af henholdsvis trukne og ophængte maskiner i denne kategori (Figur 1).



Figur 1 Eksempler på traktor trukne maskiner produceret ved Kverneland. Øverst: trukne maskiner Nederst: Maskiner ophængt i traktorens liftophæng. Fælles for maskinerne er en tung høstenhed trukket eller ophængt i en arm

Fælles for denne type maskiner er, at de i stor grad anvendes af maskinstationer. Det betyder, at en stor del af driften indbefatter transport mellem markerne. Kendetegnene ved disse maskiners konstruktion er tunge høstenheder trukket eller ophængt i en arm monteret på traktoren (Figur 2).



Figur 2 Skitse af traktor med landbrugsmaskine. Høstenheden (blå) er fastholdt i en arm (rød) monteret på traktoren. Til venstre: Maskine ophængt i traktorens liftophæng. Til Højre: Maskine trukket i traktorens trækkrog

Maskinerne udsættes for varierende laster pga. bump og andre ujævnheder. Høstenheden er en relativ stor masse, der skal accelereres, og deraf tilsvarende større laster. Derfor er udmattelse den dimensionsgivende faktor.

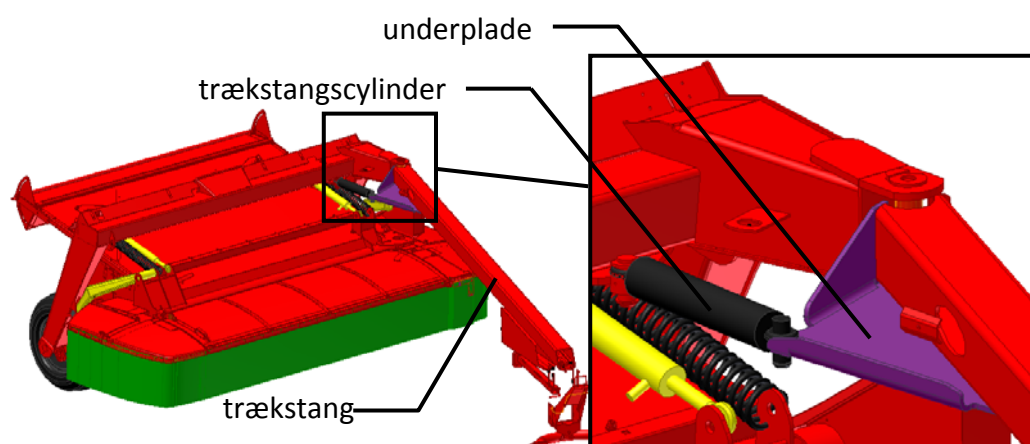
Formålet med dette projekt er at undersøge og forbedre udviklingsprocessen af disse maskiner.

Med henblik på undersøgelse og forbedring af udviklingsprocessen tages udgangspunkt i skårlæggeren model 4232LT (Figur 3). Yderligere beskrivelse af denne landbrugsmaskine forefindes i næste kapitel [Skårlæggerens konstruktion, funktion og ydre kræfter].



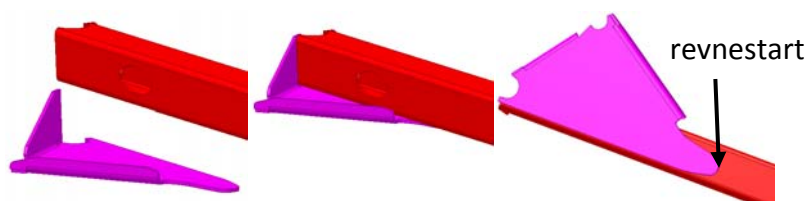
Figur 3 Skårlægger 4232LT.

Skårlæggeren havarede under en accelereret levetidstest på en prototype pga. udmattelse. Udmattelsesbruddet opstod i en samlingsdetalje mellem en trækstangscylinder og trækstangen på skårlæggeren. På Figur 4 er et udsnit af samlingsdetaljen vist.



Figur 4 Skårlægger model 4232LT. Til venstre: Udsnit af samlingsdetalje

Udmattelsesbruddet startede med revnedannelse på undersiden af trækstangen udpeget på Figur 5.



Figur 5 Samlingsdetalje bestående af underplade (lilla) påsvejet trækstangen (rød). Trækstangscylindren er fastgjort ved samlingspunktet på underpladen.

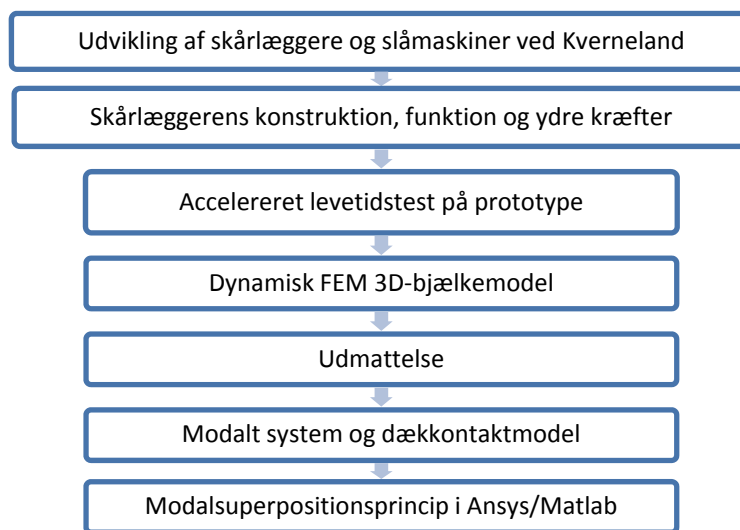
Udmattelsesbruddets er vist på Figur 6. Det ses, hvorledes revnen starter ved svejsetåen og udbredes lang denne og ud i profilet.



Figur 6 Samlingsdetalje mellem skårlæggers trækstang og hovedramme. Til venstre: Udsnit af skårlæggers konstruktion med indtegnet revnevækst. Til højre: Nærbilleder af samlingsdetalje efter endt accelereret levetidstest. Udmattelsesrevnen er startet ved svejsetåen mellem samlingsdetaljen og skårlæggers trækstang. Revnen er derfra vokset i 2 retninger.

Den viste revnevækst opstod tidligt i den accelererede levetidstest på prototypen. Den accelererede levetidstest blev afbrudt 1/10 inde i det planlagte testforløb. Der blev forsøgt 3 designændringer, som alle gav dårligere resultater end det oprindelige design i testen. Under de givne omstændigheder var der ikke tid til test af flere ændringer. Godstykkelsen på trækstangen blev efterfølgende øget og serieproduktionen blev opstartet. Den accelererede levetidstest er beskrevet yderligere i 4 [Accelereret levetidstest på prototype].

Rapportopbygning:



Først gennemgås Kvernelds udviklingsproces og skårlæggerens konstruktion og funktion. Herunder de overordnede dimensioner på skårlæggeren samt anvendelse og virkemåde. I samme kapitel beskrives den ydre varierende last i form af kræfter virkende på skårlæggeren.

Efterfølgende gennemgås Kvernelds accelererede levetidstest på prototypen.

På baggrund af ovenstående kapitler opstilles en dynamisk FEM 3D-bjælkemodel i Matlab. Der laves forenklinger og antagelser, således at skårlæggeren kan beskrives udelukkende ved bjælkeelementer. I kapitlet introduceres en ikke-lineær dækkontaktmodel repræsenterende kontakten mellem skårlæggerens hjul og underlaget.

Den accelererede levetidstest simuleres ved 3D-bjælkemodellen, og de fysiske fænomener efterprøves. Der bestemmes snitkræfter omkring samlingsdetaljen, som er genstand for et udmattelsesbrud. Ud fra disse udføres en udmattelses analyse, som sammenlignes med den accelererede levetidstest på prototypen.

Til bestemmelse af en mere præcis fysisk opførsel af skårlæggeren, introduceres en 3D solidmodel i elementmetodeprogrammet Ansys. Essensen af dette kapitel er koblingen af en ikke-lineær dækkontaktmodel til en delvis solidmodel af skårlæggeren defineret ved et begrænset antal modale former. Det samlede flytningsrespons bestemmes ved modalsuperpositionsprincippet.

2 Udvikling af skårlæggere og slåmaskiner ved Kverneland.

Kverneland's udviklingsproces vil i dette kapitel blive gennemgået. Hele udviklingsprocessen kan fra ide til produkt overordnet opdeles i 3 dele: Design, Dimensionering og Produktion.

Designfase

Overordnet design

Ud fra en ide opstilles en overordnet opbygning af en ny maskine eller opgradering af en nuværende. Opbygningen baseres overvejende erfaring fra tidligere modeller.

Funktionsmodeller

Der produceres funktionsmodeller på et udviklingsværksted. Formålet med disse modeller er at teste nye funktioner. Det er ofte eksisterende maskiner, som modificeres eller opgraderes.

Designvalg

Der tages stilling til et endeligt design. Det endelige design dokumenteres i 3D-CAD. Funktioner og nødvendige frihedsgrader efterprøves i 3D-CAD modellen.

Dimensioneringsfase

Skalering

Der foretages en skalering af profiltværsnit fra tidligere maskiner. Dvs. at tværsnittene modstandsmomenter holdes op mod tidligere tværsnit. Forudsætningen for skaleringen er en sammenlignelig geometri, og at der ikke har været problemer med referencemaskinen.

Prototyper (2-5 stk.)

Der produceres et begrænset antal prototyperne på et udviklingsværksted. Det er komplette maskiner i det valgte design. Alle prototyperne på nær en' sendes ud til test på relevante markeder. Denne prototype bliver anvendt til test.

Accelereret levetidstest

På den sidste prototype udføres en accelereret levetidstest. Observeres eventuelle fejl (oftest udmattelsesproblemer), ændres dimensioner på tværsnit, og der køres en ny test. Hvis det ikke er nok at ændre på dimensionerne, må der foretages designændringer, som igen skal testes. Den accelererede levetidstest er beskrevet yderligere i Kapitel 4 [Accelereret levetidstest på prototype].

Produktionsfase

0-serie (25-50 stk.)

O-serien er en serie maskiner, som produceres i produktionen i stedet for i udviklingsværkstedet. Formålet med denne serie er få maskinerne justeret til produktionen og omvendt. O-serienn sælges til alle forbrugere.

Observerede fejl rettes ved efterfølgende at udsende modificeringssæt til kunden.

Serieproduktion

Baseret på erfaringer fra O-serien opstartes til sidst den endelige serieproduktion.

2.1 Delkonklusion:

Kvernelands udvikling af skårlæggere og slåmaskiner baseres i overvejende grad på erfaring, som Kverneland har opbygget gennem mange års produktion af landbrugsmaskiner.

Den erfaringsbaserede proces har store fordele, når et nyt design minder meget om et tidligere. Kverneland finder det sværere, når et nyt design adskiller sig væsentligt fra tidligere. Der er et begrænset kendskab til, hvorledes landbrugsmaskinen opfører sig, før den har gennemført den accelererede levetidstest.

I forbindelse med udmattelsesproblemet med skårlæggeren konkluderer Kverneland, at det er uhensigtsmæssigt at den accelererede levetidstest foregår så sent i processen. Kverneland ønsker at have et bedre kendskab til landbrugsmaskinens konstruktion tidligere i udviklingsprocessen. De vil gerne være i stand til at forudsige eventuelle udmattelsesproblemer tidligere i forløbet.

Udviklingen kan forbedres ved at indføre en beregningsmodel, der vil gøre det muligt at simulere en accelereret levetidstest. Derved kan testen foregå væsentligt tidligere.

En simpel beregningsmodel vil også kunne regne på overordnede opbygninger før det endelige design.

Med baggrund i udførte levetidstest på prototyper, kan det også undersøges, om observerede udmattelsesproblemer kan forudsiges.

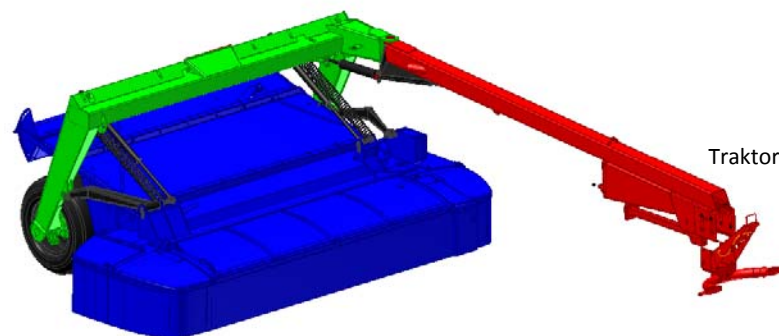
3 Skårlæggers konstruktion, funktion og ydre kræfter

Konstruktionen og funktionen for den valgte skårlægger beskrives i dette kapitel. Desuden gennemgås, hvilke ydre kræfter skårlæggeren udsættes for under transport mellem markerne.

- Skårlæggers konstruktion og funktion
- Ydre kræfter på skårlægger under transport
- Delkonklusion

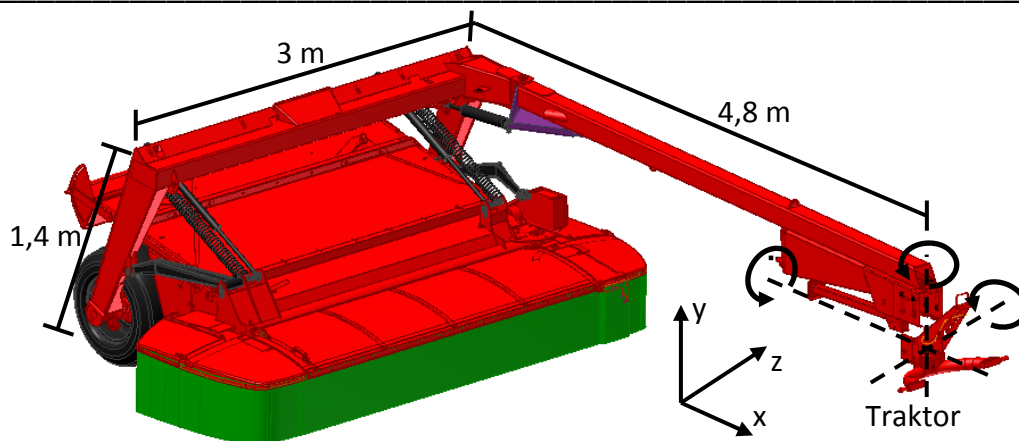
3.1 Skårlæggers konstruktion og funktion

Skårlæggeren har til formål at snitte afgrøden (f.eks. græs) i mindre dele og lægge den i skår ude på marken. Skårlæggeren er designet til at være på markedet i mindst 4-5 år. Den skal kunne holde til brug i 7 år. Skårlæggeren består overordnet af 3 konstruktionsdele som vist på Figur 7. Trækstang, hovedramme og høstenhed. Den samlede vægt af maskinen er 1925 kg incl. høstenhedens ophæng.



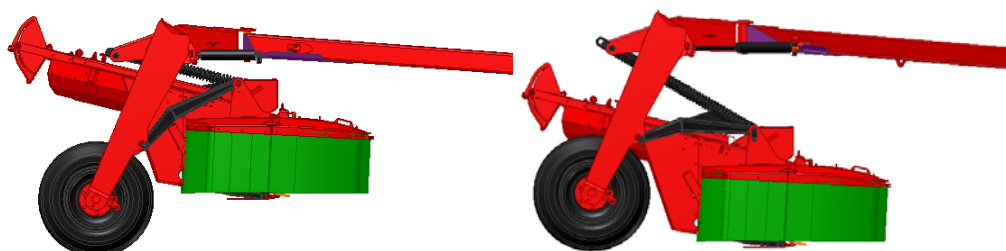
Figur 7 Skårlæggers overordnede konstruktion. trækstang (rød)
hovedramme (grøn) høstenhed (blå) Trækstang + hovedramme vejer 870 kg.
Høstenhed 985 kg.

De overordnede mål på skårlæggeren er indtegnet på Figur 8. Skårlæggeren trækkes i trækstangen i traktorens trækkrog, hvor der er fri rotation om alle akser.



Figur 8 Skårlægger med overordnede mål. Der er fri rotation om alle tre akser i traktorens trækkrog. Høstenheden er ophængt i hovedrammen. Ophænget (sort) består af 2 løftecylindre og ophængningsfjedre samt 2 ophængningsarme.

Høstenheden er ophængt i hovedrammen. Der er 2 forskellige indstillingsmuligheder, hvorpå høstenheden kan hænge i hovedrammen (Figur 9). I transportstilling er høstenheden hævet over jorden, og i drift er den sænket ned på underlaget.



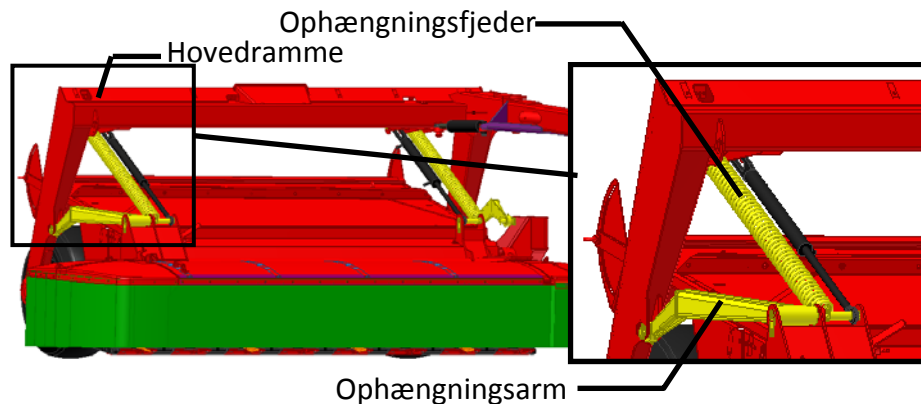
Figur 9 Til venstre: Transportstilling for skårlægger Til højre: Driftstilling for skårlægger

I **driftstillingen** trækkes skårlæggeren udelukkende på marken. Det foregår med hastigheder på op til 12 km/t. Markerne i dag er meget plane for at undgå, at der samles vand i små områder, som ødelægger afgrøden. Markerne tromles, harves og der fjernes sten for at undgå ujævnheder.

I **transportstillingen** oplever skårlæggeren landevej, grusvej og diverse markveje. Underlaget på disse veje varierer meget. Fælles for de forskellige vejtyper er, at skårlæggeren vil opleve bump af forskellige størrelser. Kvernelands erfaring er, at hastigheden her ofte er svarende til det traktoren kan køre. Det ligger i intervallet 30-45 km/t.

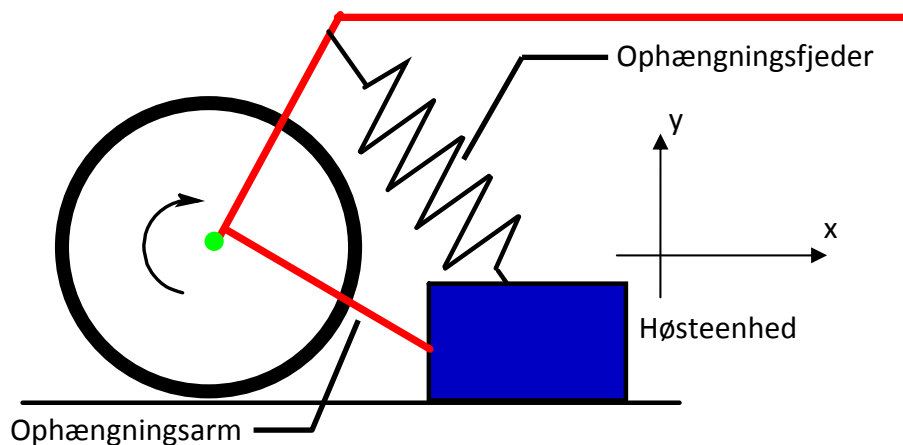
Kombinationen af en stor ophængt masse ved høstenheden og høje hastigheder over ujævnheder betyder store varierende inertikræfter. Derved vil transportsituationen give langt det største dynamiske respons i skårlæggeren.

I driftstillingen følger hele høstenheden underlaget og skærer afgrøden i stykker. På Figur 10 er skårlæggers konstruktion afbilledet i driftstilling.



Figur 10 Skårlæggeren vist i driftstilling. Høstenheden er ophængt i ophængningsarme og ophængningsfjedre (gul). Der er ingen olietryk i løftecylindrene. Høstenhedens hviler delvist på underlaget.

Der er ikke er noget olietryk i løftecylindrene, så høstenheden hænger udelukkende i ophængningsfjedrene og de 2 ophængningsarme. Ophængningsfjedrene er forholdsvis slappe, således at høstenheden delvist hviler på jorden som vist på Figur 11.



Figur 11 Skitse af Skårlægger i driftstilling

Det betyder, at der vil være en friktionskraft i x-retningen mellem høstenheden og underlaget. Da markerne er forholdsvis plane, vil friktionskraften ligge nogenlunde konstant uden store udsving. Hvis der er små ujævnheder vil høstenhedens lodrette flytning i meget lille grad overføres til hovedrammen, da fjederstivheden i ophængningsfjederen er lille. Desuden er hastigheden i driftstillingen væsentlig mindre end ved transport.

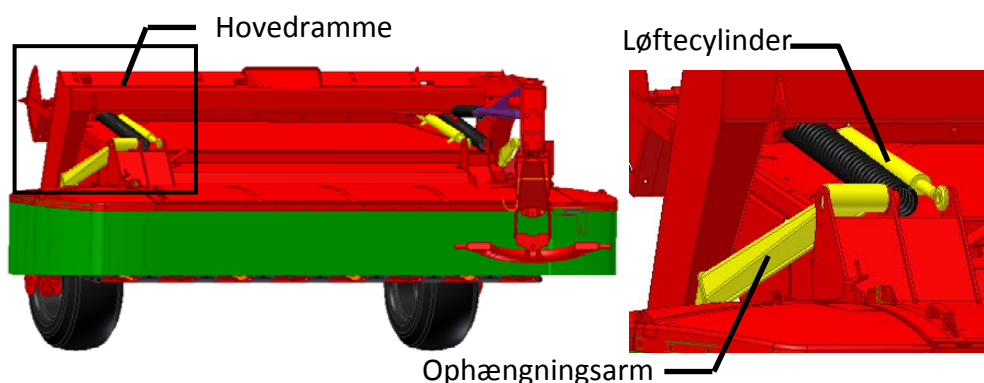
Der er ved Kverneland foretaget en vejning ved de 2 hjul og ved traktorens trækkrog i de 2 indstillinger. Resultaterne kan ses i Tabel 1. Det ses ud fra summen af de 3 vejestede, at en del af høsteenheten hviler på jorden i transportstillingen.

Vejested	Indstilling	
	Transport	Drift
Venstre hjul	825 kg	760 kg
Højre hjul	525 kg	520 kg
Trækkrog	575 kg	525 kg
Samlet	1925 kg	1805 kg

Tabel 1 Resultater fra vejning af skårlægger.

Den skæve fordeling mellem de 2 hjul, skyldes en gearkasse placeret i venstre side af høsteenheten.

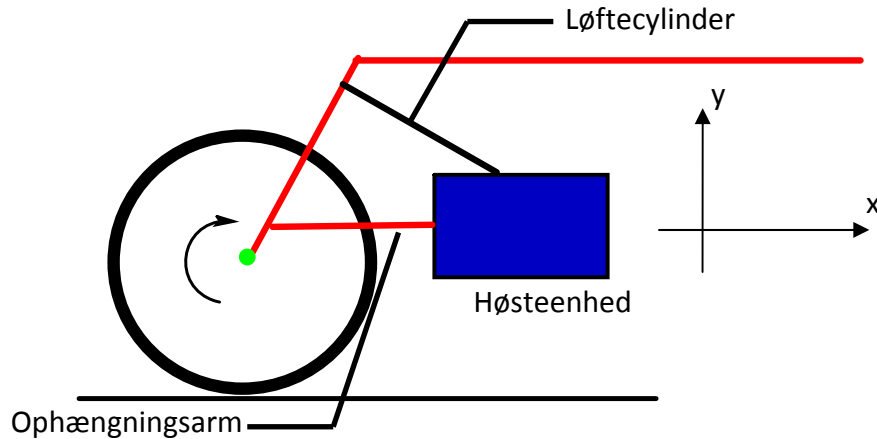
I transportstillingen er skårlæggers høsteenhet løftet op fra underlaget. På Figur 10 er skårlæggers konstruktion afbilledet i transportstilling.



Figur 12 Skårlægger i transportstilling. Høsteenheten er ophængt i ophængningsarme og løftecylindre (gul). Der er der er olietryk i løftecylindrene. Høsteenhedens hænger over underlaget.

Hele høsteenhedens masse er fastholdt til hovedrammen i ophængningsarmene og løftecylindrene. Hovedrammen bærer derved hele høsteenhedens masse og der er ingen kontakt mellem høsteenheten og underlaget.

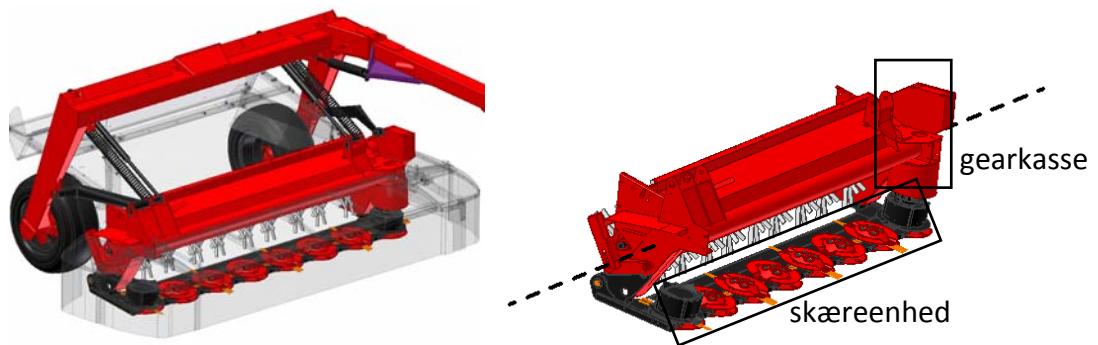
På Figur 13 er illustreret, hvorledes høstenheden er ophængt.



Figur 13 Skitse af Skårlægger i transportstilling

Høstenhedens store masse og den høje hastighed samt bump (deraf acceleration af høstenhed) på vejen betyder store varierende inertikræfter. Derved fås et stort dynamisk respons i skårlæggeren.

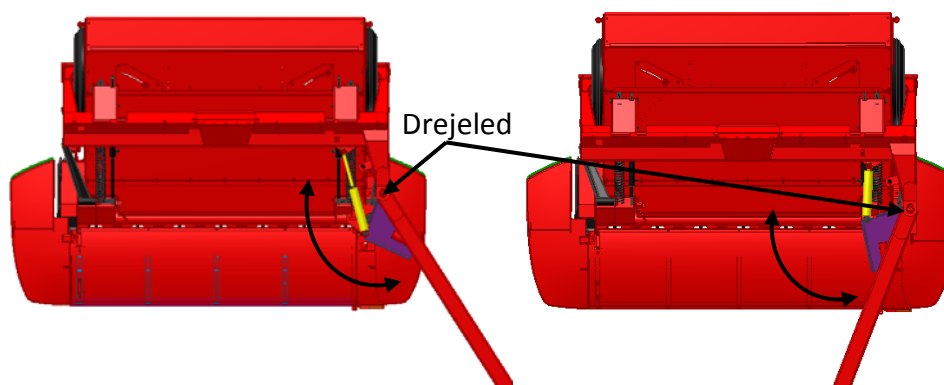
Størstedelen af høstenhedens samlede vægt består af delkomponenter skjult bag en afskærmning. På Figur 14 ses udformningen af den indre del af høstenheden.



Figur 14 Til venstre: Skårlægger afbilledet uden høstenhedens afskærmning. Til højre: Forstørret billede af den blottede høstenhed. Størstedelen af høstenhedens vægt består af denne del. Den stiplede linje viser en tilnærmet tyngdepunktsakse for denne del.

Høstenhedens samlede masse ligger derfor hovedsageligt omkring akse illustreret ved den stiplede linje på Figur 14.

På Figur 15 ses hvorledes vinklen mellem hovedrammen og trækstang kan ændres i et drejeled. Vinkeldrejningen foretages vha. trækstangscylindern (gul) som er fastgjort hovedrammen og en underplade (lilla) på trækstangen.



Figur 15 Skårlægger set fra oven. Til venstre: Skårlægger i driftsstilling Til Højre: Skårlægger i transportstilling. Vinklen mellem hovedrammen og skårlæggers trækstang justeres ved trækstangscylindern (gul). Samlingen mellem trækstangscylinder og trækstang er en underplade (lilla) påsvejet trækstangen.

Til venstre ses skårlæggeren i driftsstilling, hvor skårlæggeren er ført ud på den ene side af traktoren. Til højre ses, hvorledes skårlæggeren er ført ind bag traktoren i driftsstilling.

3.2 ydre kræfter på skårlæggeren under transport

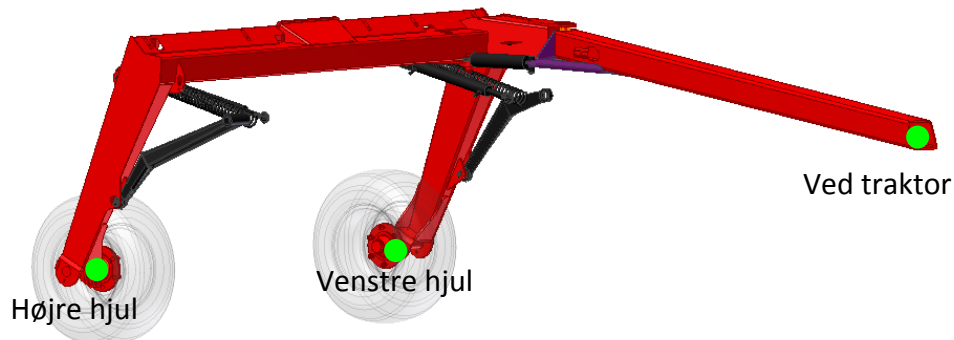
Der vil i dette afsnit blive gennemgået, hvilke ydre kræfter, der virker på skårlæggeren. Ved en accelereret levetidstest er der kun observeret udmattelsesproblemer. Gennemgangen afgrænses derfor til udelukkende at se på de varierende laster, som giver et varierende respons. Der afgrænses også til kun at se på transport af skårlæggeren mellem markerne:

Afgrænsning til transportstilling

I driftsstillingen er høstenheden nedsænket. Friktionskraften mellem høstenhedens skæreenhed og marken antages konstant. Marken er planet og skårlæggers hastighed over denne er lille i forhold til transport på vej. Derved vil de varierende laster være forholdsvis mindre i driftsstillingen. Det varierende respons i skårlæggers konstruktion vil desuden have væsentlig mindre grad af dynamik end i transportstillingen. Det skyldes den måde, høstenheden er ophængt på i driftsstillingen. Hovedrammen påtvinges accelerationer fra underlaget ved hjulene, men høstenhedens masse er forbundet til hovedrammen med en slap ophængningsfjeder i modsætning til transportstillingen, hvor forbindelsen sker gennem en stiv løftecylinder.

Den forholdsvis store masse af høstenheden og dens udstrækning vil give anledning til et større respons og en højere grad af dynamik i konstruktionen. Transport mellem markerne anses derfor til at være den hovedsagelige årsag til udmattelsesproblemet. Med baggrund i ovenstående afgrænses derfor til udelukkende at gennemgå den varierende ydre last på skårlæggeren i transportstilling.

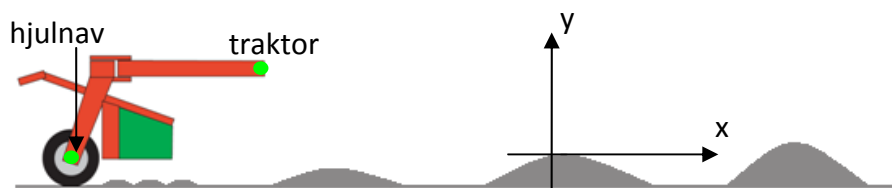
De ydre kræfter angriber skårlæggeren i 3 forskellige punkter illustreret ved de grønne punkter på Figur 16.



Figur 16 Skårlægger illustreret uden høstenhed. De ydre kræfter angriber i 3 forskellige punkter (grønne). Ved de 2 hjul og ved traktorens trækkrog.

Hoveddrammens ben udsættes begge for en kraft, der hvor de venstre og højre hjul er monteret på skårlæggeren. Derudover udsættes skårlæggers trækstang for en kraft ved traktorens trækkrog.

Idet skårlæggeren transporteres på landevej og markvej, vil den trækkes hen over bump af forskellig størrelse som vist på Figur 17.

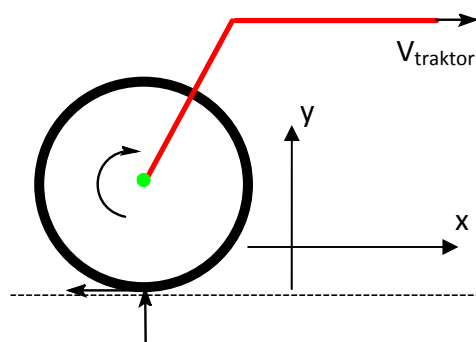


Figur 17 Ved kørsel på landevej og markvej oplever skårlæggeren bump af forskellig størrelse. Skårlæggeren dikteres derfor flytninger i hjulets nav og ved traktorens trækkrog (grønne prikker).

Ved traktoren dikteres skårlæggeren flytninger fra underlaget gennem traktorens hjul og ophæng. På et testfelt ved Kverneland fastlåses disse flytninger, så skårlæggeren kun kan foretage rotationer i ophængningspunktet. Derfor vil flytninger i dette punkt ikke blive behandlet yderligere.

Gennem dækket på skårlæggers hjul påtvinges skårlæggeren flytninger ved hjulets nav. Derfor overføres en kraft fra underlaget gennem dækket til hjulets nav på skårlæggeren.

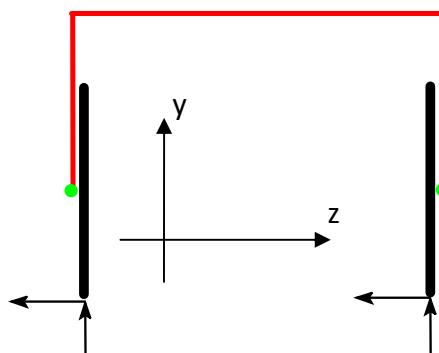
Det antages, at skårlæggersens hjul ikke skrider på underlaget, således at friktionskræfter mellem dækket og underlaget kommer fra statisk friktion. Det betyder at skårlæggersens hjul vil foretage fri rulning som illustreret på Figur 18. Traktoren trækker skårlæggeren med hastigheden v_{traktor} i x-retningen (vandret)



Figur 18 Skårlægger set fra siden foretagende fri rulning på fladt underlag

Derved fås en lodret og en vandret reaktion i underlaget. Den vandrette reaktion overvinder friktionen i hjulets leje og tvinger hjulet til at rotere. På et vandret underlag roterer hjulet med en vinkelhastighed på: $\omega = \frac{v_{\text{traktor}}}{2\pi f}$.

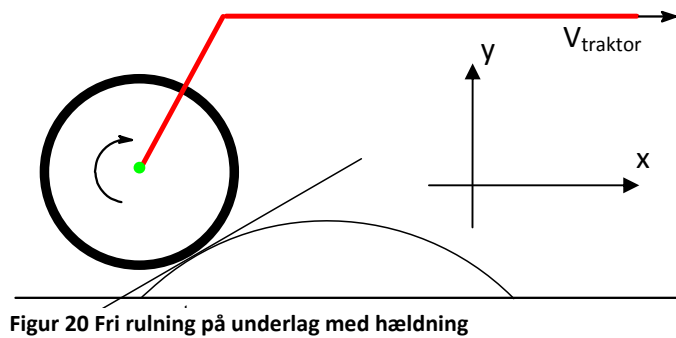
På tværs af kørselsretningen antages det også, at hjulene ikke skrider som vist på Figur 19.



Figur 19 Skårlægger set bagfra.

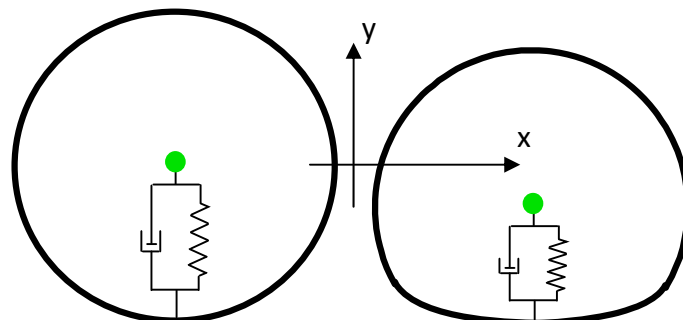
Så længe der er kontakt med underlaget, vil skårlæggeren ikke flyttes i z-retningen. Ved adskillelse fra underlaget, vil kræfter på tværs af kørselsretningen flytte skårlæggeren i samme retning.

Er der en hældning på underlaget ved f.eks. et bump, vil en konstant v_{traktor} tvinge hjulet til at udføre en vinkelacceleration. Det sker da strækningen, som hjulet roterer over bliver længere, men skal tilbagelægges på den samme tid. Accelerationen afhænger af hældningen i kontaktfladen mellem dæk og underlag (Figur 20).



Figur 20 Fri rulning på underlag med hældning

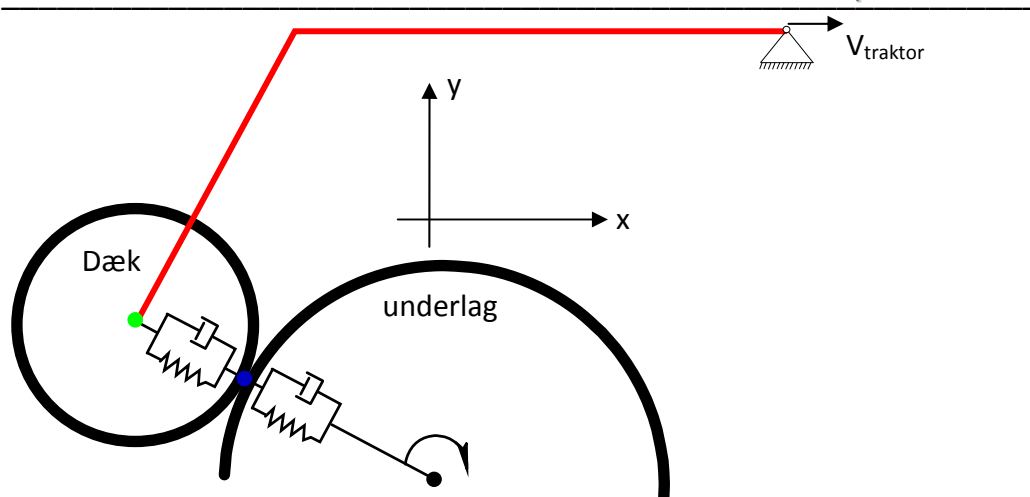
Mellem hjulnavet og underlaget forestilles dækket virkende som en fjeder med dæmpning. Når dækket trykkes sammen som vist på Figur 21, kan det opfattes som havende en fjederstivhed vinkelret på kontaktfladen mellem dækket og underlaget. Desuden vil der tabes energi i gummi og luften i dækket varmes op. Dækket virker dæmpende, og dæmpningen antages at være en viskos dæmpning.



Figur 21 Til venstre: Dæk i usammentrykket tilstand. Til højre: Dæk i sammentrykket tilstand

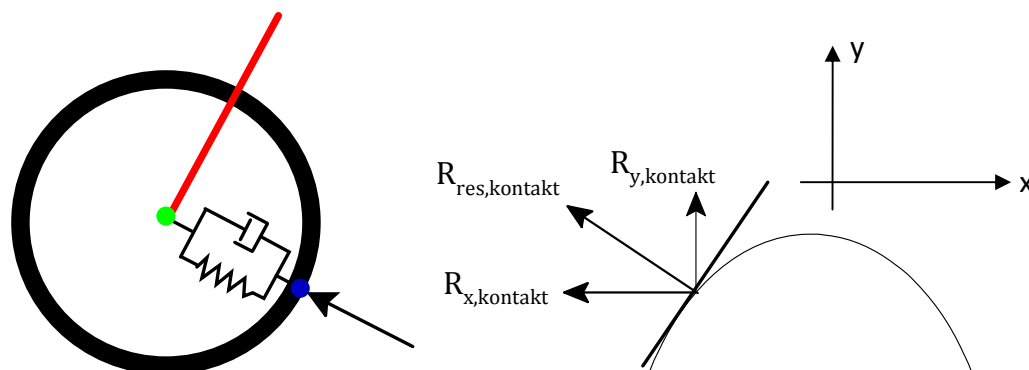
Den viskose dæmpning og fjederstivheden vil afhænge af luftrykket i dækket. På tilsvarende vis med dækket opfattes underlaget som en fjeder og en dæmper ligeledes vinkelret på kontaktfladen. Fjederstivheden i underlaget er meget stor i forhold til dækket.

Kontaktpunktet mellem underlaget og dækket er illustreret ved den blå prik på Figur 22. Når hjulet roterer hen over underlaget, vil stivhederne og dæmpningerne følge med. I det viste eksempel på Figur 22 oplever skårlæggeren et bump i form en halvcirkel. Derved skal fjeder/dæmper-systemet roteres løbende.



Figur 22 Fysisk model for skårlægger (rød) over et bump. Der er kontakt mellem bumpet og hjulet ved den blå prik. Skårlæggeren trækkes med hastigheden v_{traktor} over bumpet og er fastgjort hjulets nav (grøn prik). Z-aksen forestilles afbilledet ind i planet.

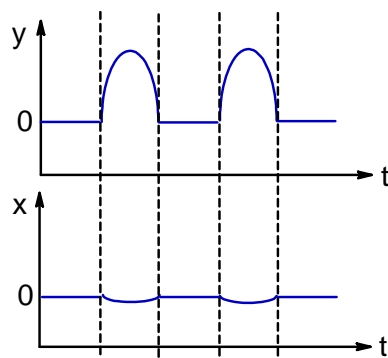
Summen af dæmpningskraften og fjederkraften i dækket holdes i ligevægt af en ligeså stor modsatrettet reaktionskraft i underlaget. På Figur 23 er vist, hvorledes reaktionen i underlaget står vinkelret på kontaktfladen.



Figur 23 Reaktion i kontakten mellem hjul og underlag.

For at kunne bestemme reaktionen, er det nødvendigt at kende, den flytning i x og y , som underlaget påtvinger dækket. Der forestilles et underlag bestående af 2 på hinanden efterfølgende bump.

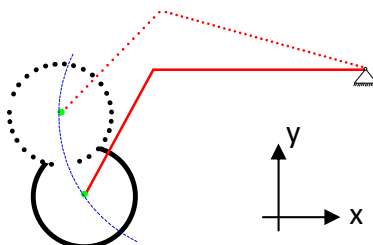
På Figur 24 er skitseret, hvordan flytningen i begge retninger varierer i tiden. Flytningen i x er forudbestemt i et koordinatsystem med hastigheden v_{traktor} i x -retningen.



Figur 24 Flytning ved dækkets kontakt med underlaget x og y ved kørsel over 2 ens bump. Flytningen i x er afbilledet i et koordinatsystem med hastigheden v_{traktor} i x -retningen.

Som det ses på Figur 24, vil den lodrette flytning bestå af halve sinusperioder. Amplituden er radius på bumpet og den halve periode, er den tid, det tager, at passere et bump. Der opskrives en funktion for den lodrette flytning, som omskrives til en Fourier-række. Dette er beskrevet yderligere i APP. 1 [Beskrivelse af underlag ved testfelt], hvor der tages udgangspunkt i et testfelt udviklet ved Kverneland se afsnit 4.1 [Testfelt ved Kverneland]. Den lodrette flytningsfunktion benævnes $y_{\text{underlag}}(t)$.

Den vandrette bevægelse frembringes af cirkelbevægelsen af skårlæggers trækstang om ophængningspunktet ved traktoren som vist på Figur 25.



Figur 25 Rotation af skårlægger om ophængningspunkt ved traktor. Skårlæggers hjul flyttes i x -retningen

Det forudsættes, at der er små flytninger, og derfor negligeres denne vandrette flytning.

3.3 Delkonklusion

Skårlæggers konstruktion udsættes for varierende laster ved de 2 hjul og ved traktorens trækkrog. Underlaget kan opfattes som en serie af forskellige størrelser på bump. Den lodrette flytning $y_{\text{underlag}}(t)$ af skårlæggers hjul over bumpene kan beskrives ved en Fourier-række. $y_{\text{underlag}}(t)$ kan indsættes som input til en FEM 3D-dynamisk beregningsmodel af skårlæggersen. Høstenhedens forholds-mæssigt store masse betyder, at den varierende last giver anledning til et dynamisk respons i skårlæggers konstruktion.

4 Accelereret levetidstest på prototype

Den accelererede levetidstest, som foretages hos Kverneland, vil i dette afsnit blive beskrevet. Formålet med den accelererede levetidstest er at kunne bestemme udmattelseslivet for skårlæggeren. Denne test og kalibreringen af Kvernelands testfelt vil derfor blive beskrevet. Derefter vil resultaterne fra testen blive gennemgået. Til sidst i kapitlet vil de fysiske fænomener, som skårlæggeren oplever blive beskrevet. Dette gøres ud fra de strainingaugemålinger, der er foretaget på skårlæggeren samt visuelle observationer ved de forskellige kørsler. Der henvises derfor til filmklippene [testkørsel_standardbump, levetidstest_for-skudte_bump og levetidstest_parallelle_bump], som kan ses på den medfølgende DVD. De fysiske fænomener vil senere ligge til grund for opbygningen af beregningsmodeller. Dette kapitel er derfor inddelt i følgende afsnit:

- Testfelt ved Kverneland
- Kalibrering af levetidstest
- Resultater fra accelereret levetidstest
- De fysiske fænomener
- Delkonklusion

Grundlaget for den accelererede levetidstest bygger på typiske kørsler på forskellige typer vej. Derudover køres der over nogle definerede bump, som findes på Kvernelands fabriksareal. Ved alle kørslerne foretages der strainingaugemålinger, og tøjningen i udvalgte punkter på skårlæggeren bestemmes. Tøjningerne omregnes til spændinger, og der foretages en accelereret levetidstest. Testfeltet indstilles således, at den størst målte spændingsamplitude tilnærmelsesvis passer med spændingsamplituden målt ved testen.

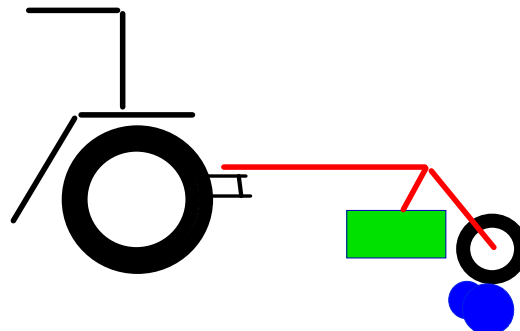
4.1 Testfelt ved Kverneland

Den accelererede levetidstest foretages på et testfelt hos Kverneland Group i Kerteminde. Formålet med dette testmiljø er at kunne diktere en repræsentativ lasthistorie på skårlæggeren, der svarer til 7 års brug af en maskinstation. På Figur 26 ses skårlæggeren opstillet i testfeltet.



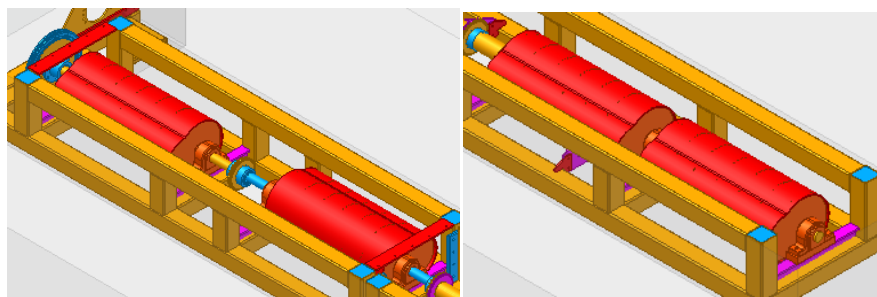
Figur 26 Skårlægger Taarup 4232LT på testfelt med ruller. [Kilde: Kvernelands testrum].

Skårlæggeren fastsættes i traktorens ophæng og stilles på et sæt af ruller. På Figur 27 ses en principskitse af opstillingen.



Figur 27 Skitse af skårlægger opstillet på testfelt. Rullen er markeret med blå.

Rullerne drives af en motor, og alt efter, hvordan rullerne placeres, påvirkes hjulparret parallelt eller forskudt. På Figur 28 ses det komplette testfelt, hvor der haves henholdsvis den forskudte eller parallelle opsætning.



Figur 28 Testfelt med forskudte bump til venstre og parallelle bump til højre.

Kravene til skårlæggerens levetid er bestemt i hovedkoncernen i Norge. Det er bestemt, at skårlæggeren skal kunne holde til først 160.000 cykler med forskudte bump og derefter 40.000 cykler med parallelle bump. Det er vurderet svarende til 7 års liv. En omdrejning af rullen svarer til en cyklus.

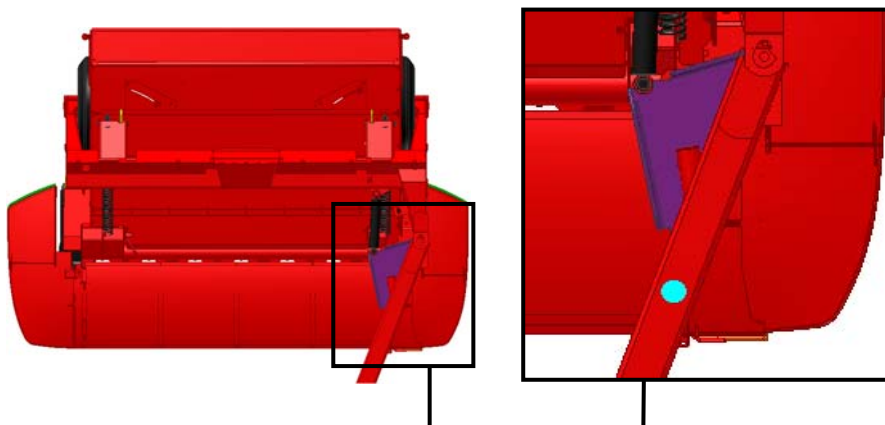
4.2 Kalibrering af levetidstest

De typiske kørsler foretages på strand, landevej, grusvej og markvej. Desuden trækkes skårlæggeren over definerede bump placeret forskudt, som vist på Figur 29, eller parallelt.



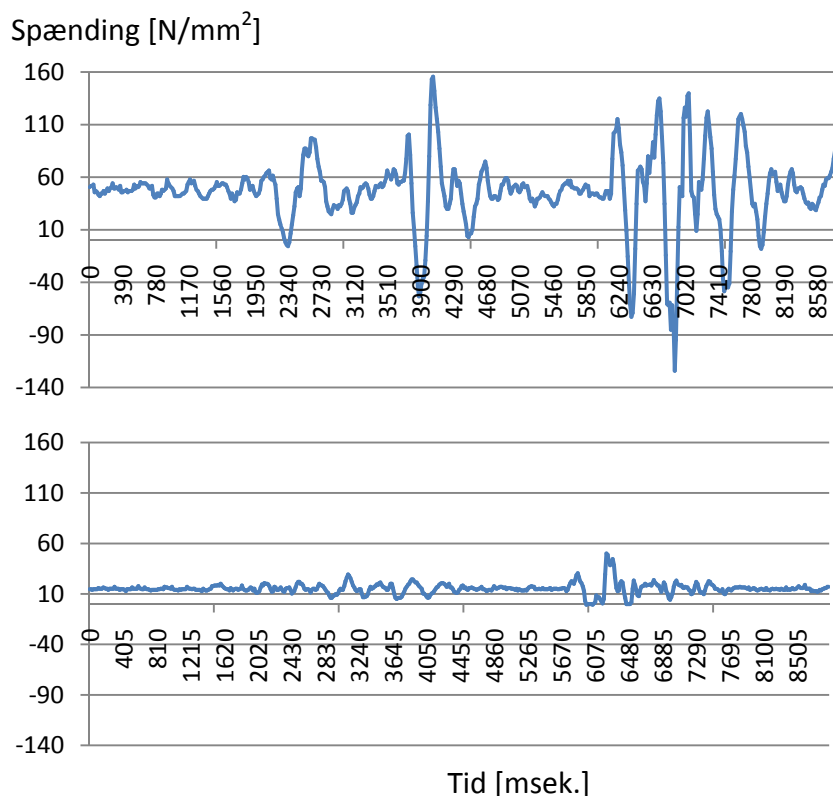
Figur 29 Skårlæggeren trækkes over definerede bump. I dette tilfælde er bumpene forskudt.

Der køres med forskellige hastigheder på de forskellige underlag. Under kørslerne opsamles der data fra straingauges. På Figur 30 ses placeringen af den straingauge, som måler tøjningerne på oversiden af trækstangen. Målingerne fra denne straingauge vil blive anvendt i det efterfølgende. Tøjningerne, som måles med straingaugene, omregnes til spændinger ud fra forudsætningen 1-akset spændingstilstand.



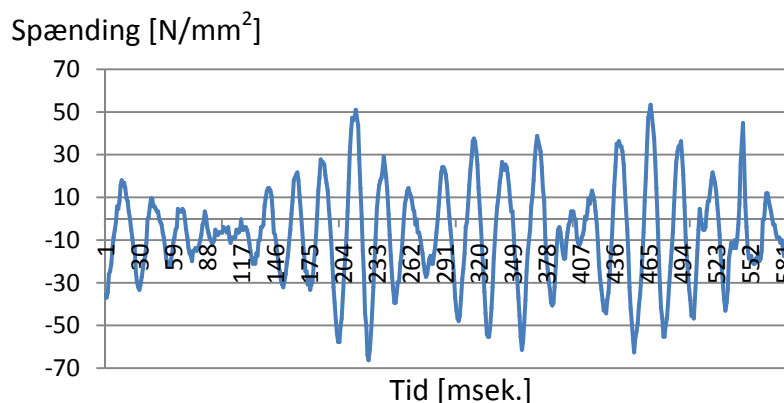
Figur 30 Den lyseblå prik på billedet til højre illustrerer, hvor staingauge målingerne er foretaget på oversiden af trækstangen.

På Figur 31 ses et eksempel på, hvordan spændingen varierer på oversiden af trækstangen ved kørsel over de definerede bump. Der køres i dette tilfælde med en hastighed på 6 km/t, og der trækkes over henholdsvis forskudte og parallelle bump.



Figur 31 Spændingsvariationen på oversiden af trækstangen ved kørsel over definerede bump. Kurven øverst viser spændingsvariationen ved kørsel over forskudte bump. Den nederste kurve viser spændingsvariationen ved kørsel over parallelle bump. Hastigheden er ved begge kørsler 6 km/t.

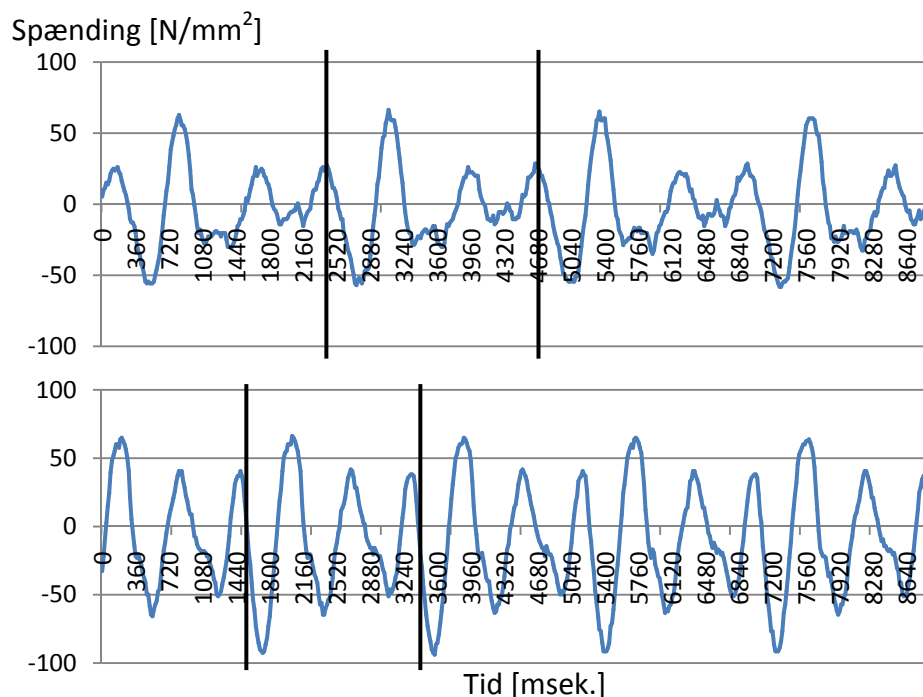
Et andet eksempel på hvordan spændingen varierer på oversiden af trækstangen, er som vist på Figur 32. Her trækkes skårlæggeren på landevej med 30 km/t.



Figur 32 Spændingsvariationen på oversiden af trækstangen ved kørsel på landevej med 30 km/t.

Kalibreringen af testfeltet foretages ud fra strainingaugemålingerne målt ved de forskellige kørsler. Hastigheden på rullerne i testfeltet indstilles derfor således, at den største spændingsamplitude, målt ved de forskellige kørsler, ligger tilnærmelsesvis tæt på den største spændingsamplitude målt på testfeltet. Ifølge Kverneland giver dette ofte en hastighed på rullerne svarende til 20 - 30 omdrejninger pr. minut. Hastigheden på rullerne er den eneste kalibrerings mulighed der er for at opnå samme spændingsvariation, målt ved de forskellige kørsler.

På Figur 33 ses spændingsvariationen på oversiden af trækstangen i forbindelse med en accelereret levetidstest. Rullerne er henholdsvis forskudte og parallelle, og kører med en hastighed på 26 og 32 omdrejninger pr. minut. På figuren er en cyklus illustreret vha. de to sorte streger.



Figur 33 Spændingsvariationen på oversiden af trækstangen bestemt i forbindelse med en accelereret levetidstest. På den øverste kurve kører rullerne forskudt og med 26 omdrejninger pr. minut. På den nederste kurve er rullerne parallelle, og kører med en hastighed på 32 omdrejninger pr. minut. Tiden imellem de to sorte streger på begge figurer indikerer en cyklus.

4.3 Resultater fra accelereret levetidstest

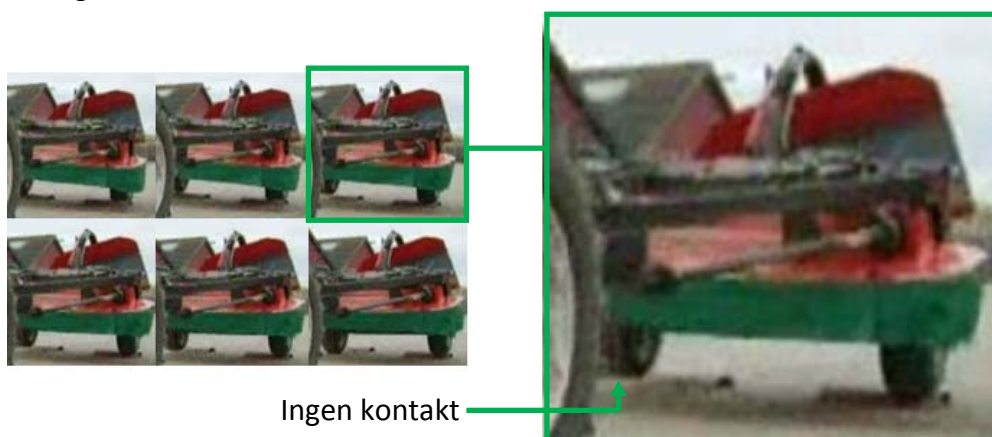
En accelereret levetidstest tager mellem 4 - 8 uger. Dette er inklusiv reparationer og forbedringer på skårlæggeren. Under den accelererede levetidstest holdes der opsyn med skårlæggeren. To gange i døgnet undersøger en smed skårlæggeren for evt. revnedannelser. Derudover er der rundt om skårlæggeren opstillet et lysgitter, som afbryder testen, hvis skårlæggeren havarerer og dermed bryder lysstrålen.

Ved den første accelererede levetidstest, skete der et brud ved den kritiske samplingsdetalje efter 24.500 cykler med forskudte bump. Skaden medførte, at trækstangen deformerede så meget, at den ramte lysstrålen og testen blev afbrudt. Der blev efterfølgende udformet tre andre samplingsdetaljer, hvor der ved alle opstod et brud ved færre antal cykler.

4.4 De fysiske fænomener

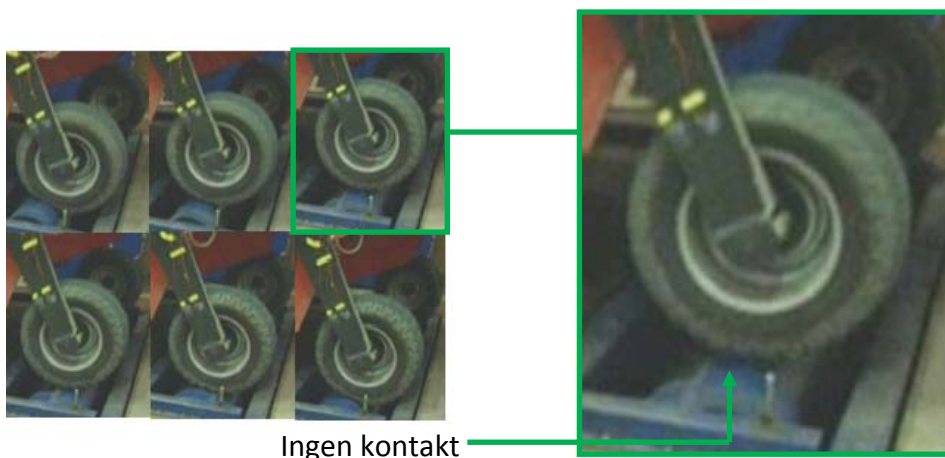
For at kunne opstille en beregningsmodel af skårlæggeren er det vigtigt at klarlægge de fysiske fænomener, som skårlæggeren oplever. Der vil derfor blive set på målingerne fra de forskellige kørsler og visuelle observationer foretaget ved disse kørsler. Der henvises derfor til filmklippene [testkørsel_standardbump, levetidstest_forskudte_bump og levetidstest_parallelle_bump], som kan ses på den medfølgende DVD.

Først betragtes kørslen over de definerede bump. Der tages udgangspunkt i kørslen over forskudte bump med en hastighed på 6 km/t. Som det ses på Figur 34, løftes skårlæggeren fra bumpet idet den kører over og mister kontakten til underlaget.



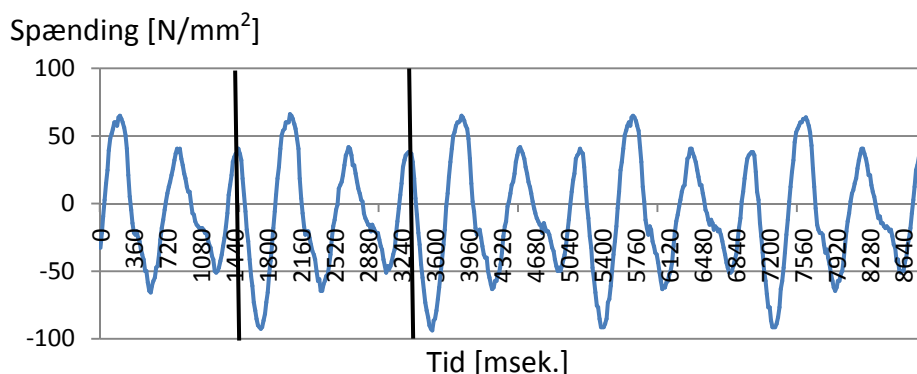
Figur 34 Billedserie af kontakt problem ved kørsel over forskudte bump med 6 km/t. De små billeder til venstre viser, hvordan skårlæggeren bevæges hen over det første bump. Billedet til højre viser, at skårlæggeren løftes fra bumpet og dermed mister kontakten til underlaget.

Det samme forekommer ved den accelererede levetidstest som vist på Figur 35. Ved dette tilfælde er rullerne indstillet parallelt.



Figur 35 Billedserie af kontakt problem ved accelereret levetidstest med parallelle bump. De små billeder til venstre viser, hvordan skårlæggeren løftes og mister kontakten til underlaget. Billedet til højre viser, at skårlæggeren løftes fra bumpet og dermed mister kontakten til underlaget.

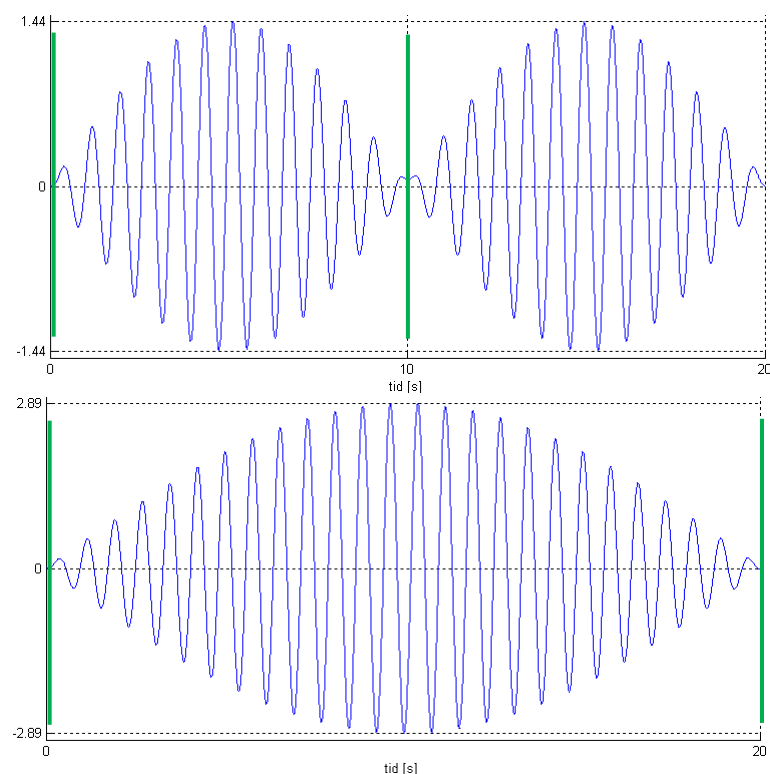
Ved at se på spændingerne bestemt ud fra strainingaugemålingerne kan det ses, at det, som forventet, er et dynamisk problem. Dette kan ses ved at, spændingen efter bumpet fortsætter med at svinge. Hvis problemet havde været statisk, ville der efter bumpet ikke have været nogen varierende spændinger. Ved at se på Figur 36 ses det, at spændingsamplituden er størst lige efter bumpet, hvorefter den aftager. Det kan derudover ses, at dæmpningen af høstenheden er lille. Dette ses ved, at de to sidste spændingsamplituder i cyklussen næsten er ens. På filmklippet [levetidstest_parallelle_bump] kan det ligeledes ses, hvordan høstenheden svinger efter bumpets påvirkning på skårlæggeren.



Figur 36 Accelereret levetidstest. Rullerne er parallelle og kører med en hastighed på 32 omdrejninger pr. minut. De to sorte streger indikerer en cyklus. Spændingsamplituden er størst lige efter bumpet, hvorefter den aftager.

Et andet fysisk fænomen der kan ses er beating. Beating er et fænomen, som opstår, idet konstruktionens dæmpning er tæt på 0, og belastningsfrekvensen er tæt på konstruktionens egenfrekvens. Belastningsfrekvensen opstår pga. ujævnhederne i underlaget, og dermed giver en varierende belastning.

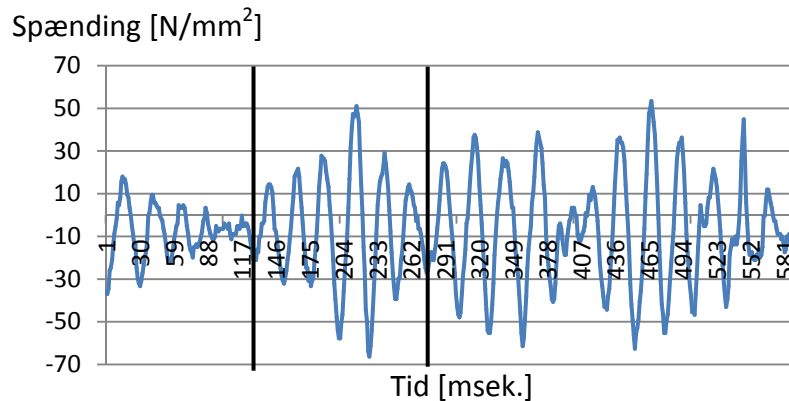
På Figur 37 ses et eksempel på beating. Dæmpningen for dette system er valgt til 0 for bedre at kunne illustrere fænomenet. Systemets ene egenfrekvens er på 1,32 Hz. Ved at påvirke systemet, med en varierende last med en belastningsfrekvens på 1,22 Hz, fremkommer beating som illustreret på den øverste kurve. Idet belastningsfrekvensen øges til 1,27 Hz, opstår beating som illustreret på den nederste kurve. Som det fremgår af de to kurver, øges det dynamiske respons, jo tættere belastningsfrekvensen kommer på systemets egenfrekvens. Derudover ses det, at tiden for beating perioden på den nederste kurve fordobles. Beating perioden er indikeret med to grønne streger på begge kurver.



Figur 37 Fænomenet beating. Systemets egenfrekvens er på 1,32 Hz. På den øverste kurve er belastningsfrekvensen 1,22 Hz. På den nederste kurve er belastningsfrekvensen 1,27 Hz. Beating perioden er på begge kurver indikeret ved de to grønne streger.

Ud fra kurverne, vist på Figur 37, er det desuden muligt at bestemme belastningsfrekvensen. Dette gøres ved at tælle antallet af svingninger i en beating periode og dele med tiden. Det er muligt at fastlægge, om belastningsfrekvensen er tæt på egenfrekvensen eller ej. Jo tættere belastningsfrekvensen er på egenfrekvensen jo større beating periode.

Ved at se på kurven, vist på Figur 38, kan beating fænomenet ses. Spændingerne er målt ved kørsel på landevej med 30 km/t. Det ses, at spændingsamplituderne imellem de to sorte streger først stiger for derefter at aftage. Denne spændingsvariation gentages derefter igen og igen.



Figur 38 Spændingsvariationen på oversiden af trækstangen ved kørsel på landevej med 30 km/t.

4.5 Delkonklusion

Ud fra målinger, ved de forskellige kørsler og den accelererede levetidstest, ses det, at der fremkommer et dynamisk respons i skårlæggeren.

Den accelererede levetidstest er en dyr og langsommelig proces. Testforløbet tager mellem 4 - 8 uger inklusiv reparationer og eventuelle forbedringer af skårlæggeren. Derudover undersøger en smed, to gange i døgnet, skårlæggeren for evt. revnedannelser. Tiden som bruges på at udmattelsesteste skårlæggeren kunne med fordel anvendes til opbygning af en beregningsmodel og på den måde bestemme udmattelseslivet.

Ved at kalibrere testfeltet efter de største spændingsamplituder ses der bort fra de mindre spændingsvariationer. Ved eksempelvis at kalibrere efter målingerne foretaget ved landevejskørsel med 30 km/t kalibreres der efter en spændingsamplitude, som formodentligt fremkommer på grund af dynamisk forstærkning.

Hos Kverneland tænkes et forsøg foretaget, hvor en skårlægger udstyres med en boks, som skal opsamle tøjningsvariationerne gennem et helt liv får skårlæggeren. Boksen skal monteres på en skårlægger, som kunne anvendes af en maskinstation. Dermed er det hensigten at kunne bestemme en mere repræsentativ fordeling af antal cykler og størrelse.

Forventningen til skårlæggerens levetid er 7 år. Dette er bestemt til at svare til 160.000 cykler med forskudte bump og 40.000 med parallelle bump. Skårlæggeren havarerede efter 24.500 cykler med forskudte bump. Skårlæggeren har været på markedet i 2 år, og der har på nuværende tidspunkt ingen reklamationer været. Det kan derfor konkluderes, at den accelererede levetidstest er for konservativ.

5 Dynamisk FEM 3D- bjælke­model

Skårlæggerens opførsel på testfeltet i den accelererede levetidstest ønskes gengivet ved en beregningsmodel. Ud fra tidligere observationer, er det fastlagt, at der er tale om et dynamisk respons i skårlæggeren. Derfor opstilles en dynamisk FEM 3D-bjælke­model repræsenterende skårlæggeren i Matlab.

Modellen er opdelt i 2 dele. Den første del er en lineær elementmodel af skårlæggeren uden hjul. Den næste del er en ikke-lineær dækkontaktmodel af skårlæggerens hjul mod underlaget.

Den lineære model og den ikke-lineære model kan kobles sammen og løses som et system. Kapitlet er opdelt i følgende punkter:

- FEM i strukturel dynamik
- Lineær model af skårlægger uden hjul
- Ikke-lineær dækkontaktmodel
- Løsning

5.1 FEM i strukturel dynamik

En tidsvarierende last giver et tidsvarierende respons i skårlæggeren. Ligger lastens frekvens under 1/4 af den laveste egenfrekvens for skårlæggeren, er det dynamiske respons tilnærmelsesvis det statiske respons. Det betyder at den tidsvarierende last kan opdeles i små tidskridt, hvor der kræves statisk ligevægt i hvert tidskridt. Problemet siges at være kvasistatisk. Hvis lastfrekvensen derimod er højere, er en dynamisk analyse nødvendig. Det er tydeligvis tilfældet for skårlæggeren.

Den dynamiske analyse anvender samme stivhedsmatrice $[K]$ som den statiske, men den kræver også opstilling af masse­matrice $[M]$ og dæmpningsmatrice $[C]$. Ved det statiske problem kræves ligevægt mellem de elastiske kræfter $[K]\{u\}$ og den ydre­kræft $\{R\}$. I den dynamiske løsning involveres også inertikræfter og dæmpningskræfter. Bevægelses­ligningen på matrix-form skrives som:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{R\}(t)$$

Hvor: $\{u\}$ er flytningsvektoren
 $\{\dot{u}\}$ er hastighedsvektoren
 $\{\ddot{u}\}$ er accelerationsvektoren

Ovenstående ligning siger, at den ydre kraft $\{R\}(t)$ modstås af en lige så stor sum af inertikræfter $[M]\{\ddot{u}\}$, dæmpningskræfter $[C]\{\dot{u}\}$ og elastiske kræfter $[K]\{u\}$.

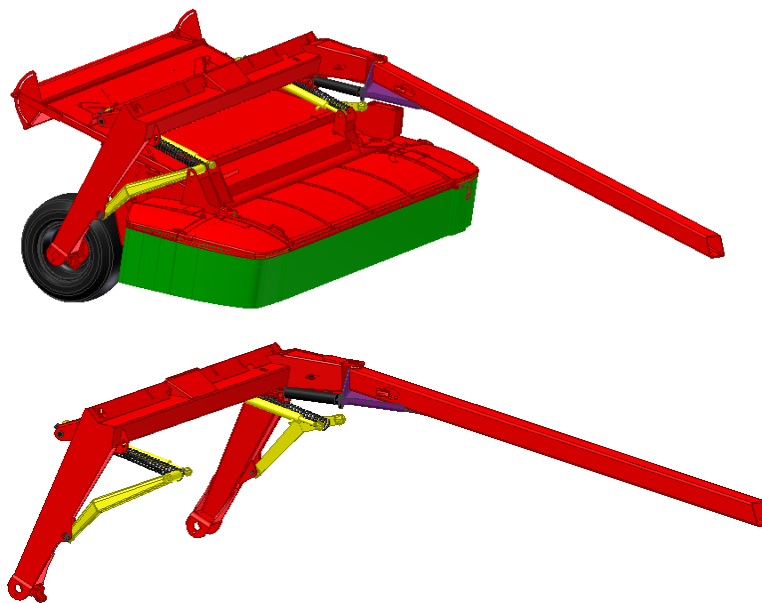
Masse­matricen beskriver inertien i systemet. Des mere inert, des større inertikræfter ved acceleration af systemet (Newtons 2. Lov $\mathbf{F} = m\mathbf{a}$). Masse­matricen kan enten skrives som en konsistent matrice eller som en "lumped" masse matrice ved at placere punktmasser i knuderne.

Dæmpnings­matricen beskriver systemets evne til at dissipere energi. Dvs. at amplituden på den frie svingning reduceres med tiden. Dæmpning kan kategoriseres på flere måder, men her opfattes dæmpning udelukkende som en viskos dæmpning. Det betyder at dæmpningskræfterne afhænger af hastigheden. Dæmpningen kan beskrives ved Rayleigh-dæmpning, hvor dæmpnings­matricen opskrives som en linearkombination af masse­matrice og stivheds­matrice. En sådan opskrivning skal baseres på empiriske data.

Til løsning af de dynamiske ligevægtsligninger kan anvendes forskellige tidsintegrationsmetoder. Der kan anvendes både eksplícitte og implicíte metoder.

5.2 lineær model for skårlægger uden hjul

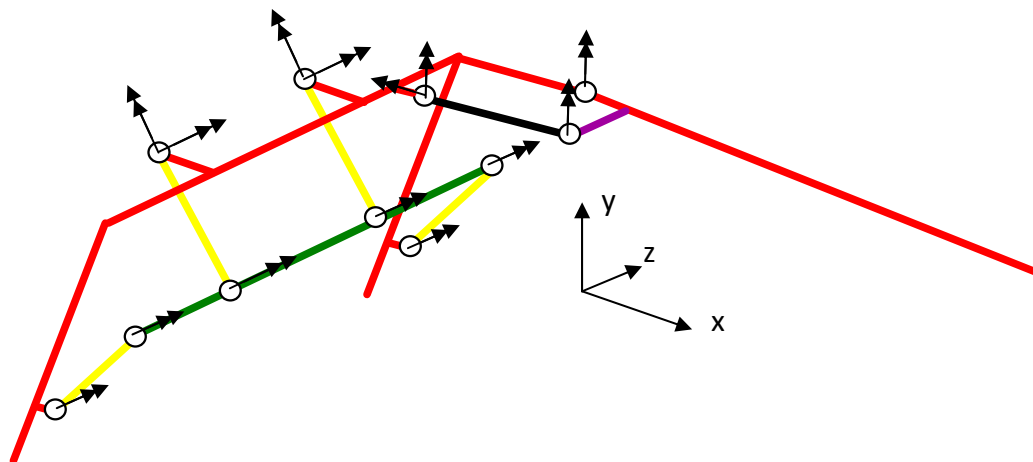
Skårlæggeren forenkles og opstilles som en lineær 3D bjælke­model. Denne proces er anskueliggjort ved Figur 39, hvor høstenheden og hjulene er fjernet.



Figur 39 Forsimpling af skårlægger til bjælke­model. Øverst: med høstenhed og hjul. Nederst: Uden høstenhed og hjul.

Ud fra ovenstående forenkling opstilles en bjælke­model for hele skårlæggeren uden hjul.

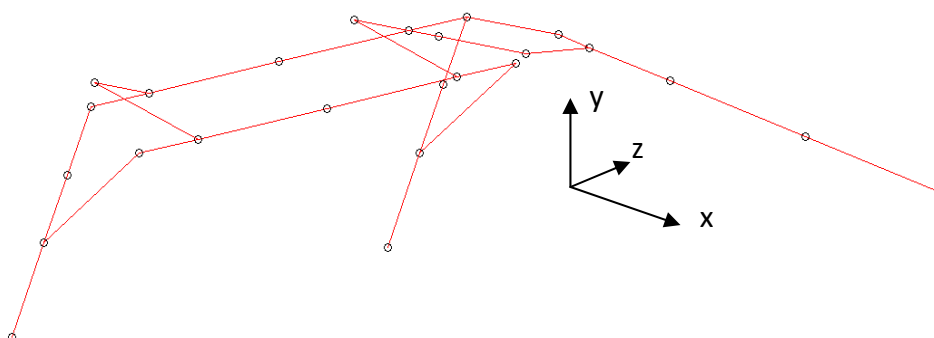
På Figur 40 er vist en skematisk tegning, som bjælke modellen er opbygget efter. Selve opbygningen er meget lig 3D-CAD modellen på nær høsteenheten, hvis masse centreres i en akse (grøn) ved ophængningen i løftecylindre og ophængningsarme (gule).



Figur 40 Skematisk tegning af bjælke model for skårlægger uden hjul. Tegningen er farveinddelt i skårlæggers hoveddele. Hovedramme og trækstang (røde). Høsteenhet (grøn). Trækstangscylinder (sort). Samlingsdetalje (lilla). Ophængningsarme og løftecylindre (gule). Cirklerne illustrerer charnier, hvor omdrejningsakserne er indtegnet.

På baggrund af tegningen (Figur 40), inddeles modellen i elementer. Hvert element er et 3D-bjælkeelement med 2 endeknuder med 6 frihedsgrader i hver knude. 3 flytninger i x, y og z og rotation om x, y og z-aksen. Tværskonstanter og materialeegenskaber for hvert bjælkeelement fastsættes på ifølge CAD-tegninger og dokumentation fra Kverneland. På tegningen ses også charnier-led ved f.eks. drejeleddet mellem trækstang (rød) og hovedramme (rød) samt i hver ende af trækstangscylinderen (sort).

Den endelige elementinddeling er vist på Figur 41, hvor alle knuder er indtegnet.



Figur 41 Skårlægger inddelt i bjælkeelementer. Hver knude er illustreret ved en cirkel

Alle charnier-led indføres ved at tilføje ekstra rotationsfrihedsgrader i de pågældende knuder. På baggrund af den skitserede model opstilles en stivhedsmatrice $[K]$ for bjælke modellen af skårlæggeren uden hjul.

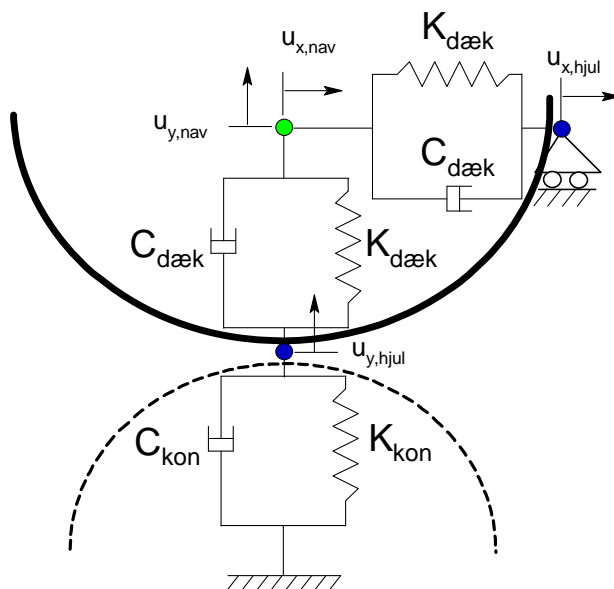
Stivhedsmatricen er singulær pga. den manglende understøtning. Geometriske randbetingelser vil blive indført senere.

Massematricen $[M]$ opstilles som en "lumped" matrice. Punktmasserne baseres på de omkringliggende elementers samlede masse. Den samlede masse af et element udregnes ud fra elementets tværsnitareal, længde og materialedensitet. Som før nævnt er høstenhedens masse koncentreret omkring den grønne akse vist på Figur 40. Derfor fordeles den samlede masse i knuderne ved bjælkeelementerne gennem denne.

Der kendes ikke nogen eksakt viskos dæmpning for hele skårlæggers konstruktion. Der er foretaget strainingmålinger flere steder på skårlæggersen. Responset i disse oplever minimal dæmpning, hvilket er forklaret i afsnit 4.4 [De fysiske fænomener] som omhandler beating. Dæmpningsmatricen $[C]$ sættes til en 0-matrice.

5.3 ikke-lineær dækkontaktmodel

Formålet med dækkontaktmodellen er at gengive den fysiske opførsel af dækkets (på skårlæggersen hjul) bevægelse over et ujævnt underlag. Som vist tidligere oplever skårlæggersen hop ved kørsel over bump. Dvs. at der ikke altid er kontakt mellem dækket og underlaget. Derfor vil denne del af den dynamiske 3D-bjælkeelement blive modelleret som et kontaktproblem. Derfor introducerer dækkontaktmodellen en geometrisk ikke-linearitet, og den modelleres derfor særskilt. På Figur 42 er den komplette dækkontaktmodel illustreret.



Figur 42 FEM Dækkontaktmodel opbygget af 3 3D-bjælkeelementer set i xy-planen. 4 knuder, hvoraf de tre farvede er charnier i z-aksen. Dæk skitseret ved sort solid linje. Underlaget udformning skitseret ved sort stiplede linje.

Dækkontaktmodellen består som vist af 3 koblede fjederdæmper-systemer. Modellen er opbygget af 3 3D-bjælkeelementer. Fjederstivheden forestilles

gengivet ved den aksiale stivhed i hvert bjælkeelement. Der er et charnier i hver af de 3 farvede knuder i z-aksen.

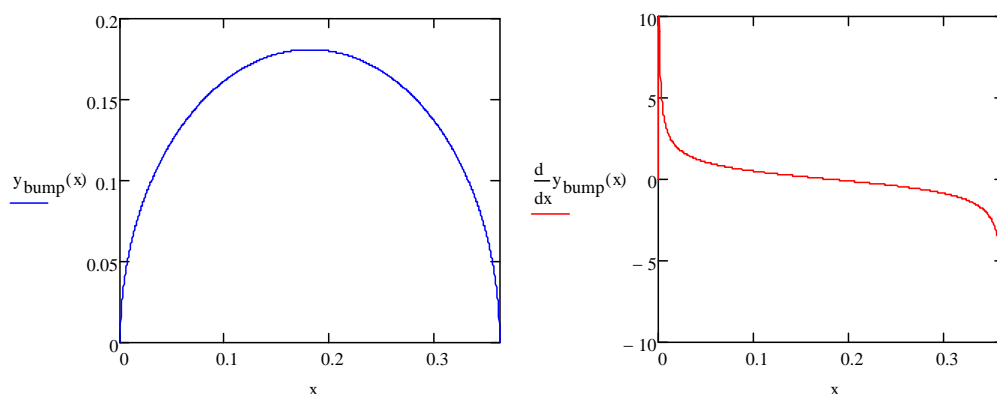
Der er 4 væsentlige frihedsgrader i modellen. $u_{y,nav}$ $u_{x,nav}$ er den lodrette og vandrette frihedsgrad som deles med den lineære model af skårlæggeren uden hjul gennemgået i foregående afsnit. I $u_{y,hjul}$ dikteres den lodrette flytning fra kontakten i underlaget $y_{underlag}(t)$. Flytningen fra underlages bestemmes som en serie af bump, hvilket er beskrevet yderligere i APP. 1 [Beskrivelse af underlag ved testfelt].

Endelig er $u_{x,hjul}$ frihedsgraden, hvor den vandrette kontaktkraft fra underlaget påsættes.

Den fysiske gengivelse af dækkets kontakt med underlaget, foreskriver en model, hvor dækket har en stivhed vinkelret på underlaget til en hver tid, se afsnit 3.2 [ydre kræfter på skårlæggeren under transport]. Der laves en forenkling af det fysiske ved at opdele dækket i en vandret og en lodret del.

Kontaktstivheden er som vist på figuren kun modelleret i lodret retning. Ved løsning af modellen udregnes den vandrette komponent af kontaktkraften $R_{x,kontakt}$ løbende.

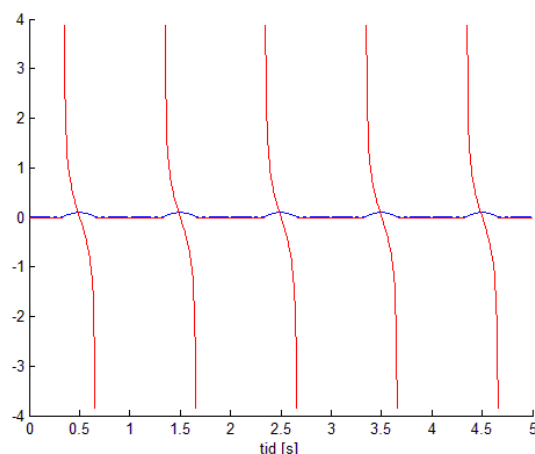
Sammenhængen mellem de 2 komponenter er hældningen (Figur 43) på underlaget. Hældningen er forskellig fra nul kun på bumpet. Bumpet og dets hældning er på Figur 43 beskrevet i et xy-koordinatsystem.



Figur 43 Til venstre: Bumpet. Til højre: Hældningen på bumpet.

Der laves en oversættelse af bumpet og dets hældning dy/dx , til tiden for funktionen $y_{hjul}(t)$. Denne oversættelse er afbilledet på Figur 44.

Idet den vandrette komponent af reaktionen i underlaget $R_{x,kontakt}$ isættes i frihedsgraden $u_{x,hjul}$, vil der gennem dækket overføres en vandret kraft til hjulnavet. Problemet med den opstilling er, at dækket i den vandrette retning ikke oplever kontaktdæmpningen fra underlaget. For at løse det problem, indføres en større dæmpning på dækket i vandret retning for at dissipere den energi, som normalt ville blive optaget i underlaget.



Figur 44 Afbildning af den lodrette bevægelse i $y_{\text{underlag}}(t)$ (blå) og hældningen på bumpet dy/dx (rød). Inddelingen på x-aksen er y eller dy/dx .

Derved mærker hjulet den vandrette reaktion på det korrekte tidspunkt.

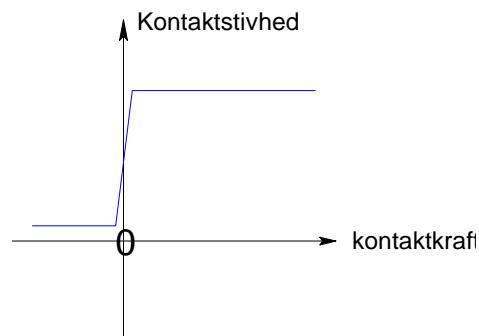
Den øverste del af dækkontaktmodellen repræsenterer selve dækket. Der defineres en stivhed for dækket $K_{\text{dæk}}$ og en dæmpning $C_{\text{dæk}}$. Bevægelsen $y_{\text{underlag}}(t)$ dikteres derfor ikke direkte skårlæggeren hjulnav, men gennem dækkene monteret på hovedrammebenene.

Den nederste del af dækkontaktmodellen er kontaktdelen. Der forestilles et relativt stift underlag. Derfor vælges kontaktstivheden K_{kon} meget stiv i forhold til $K_{\text{dæk}}$, dog så numerikken stadig bevares. Dækket på skårlæggerens hjul, vil derved mærke et stift underlag med en bevægelse svarende til $y_{\text{hjul}}(t)$. Beregningsteknisk påsættes bevægelsen $y_{\text{underlag}}(t)$ som kraften $y_{\text{underlag}}(t) \cdot K_{\text{kon}}$.

For at kunne gengive kontaktproblemet mellem dæk og underlag, introduceres en sammenhæng mellem kontaktstivheden og den lodrette kontaktkraft på dækket fra underlaget. En konstant kontaktstivhed er en lineær begrænsning, som ønskes elimineret.

Begrænsningen betyder, at kontaktfjederen kan "trække" i skårlæggeren. Dette er ikke i overensstemmelse med den fysiske opførsel af et dæk på en overflade, hvor det ikke er muligt at få en negativ reaktion i underlaget. Dækket vil i stedet skilles fra underlaget. Dvs. at skårlæggeren "hopper".

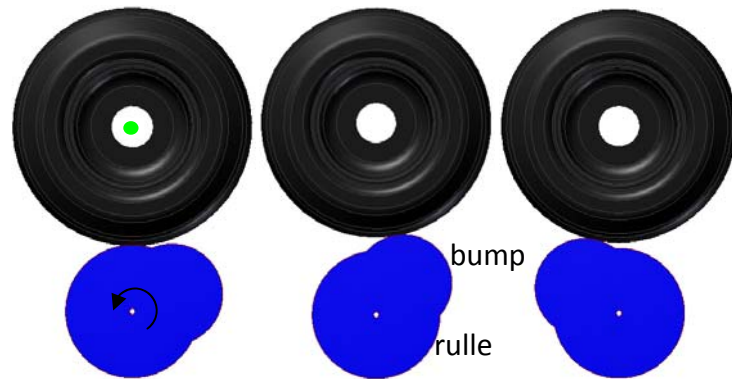
Kontaktfjederens karakteristik indstilles således, at en positiv kontaktkraft resulterer i en meget stiv fjeder og en negativ kontaktkraft resulterer i meget slap fjeder. På Figur 45 er sammenhængen mellem kontaktstivhed og kontaktkraft illustreret.



Figur 45 Kontaktstivhed som funktion af kontaktkraften

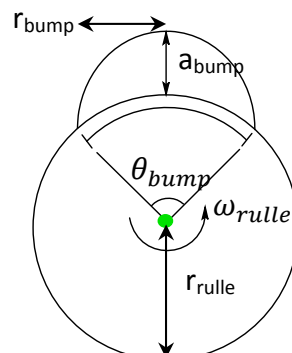
Den meget slappe kontaktstivhed mellem dæk og underlag, betyder at inert i og dæmpningskræfter vil kunne adskille dæk og underlag.

Underlagets flytning dikteres som et bump monteret på en rulle forklaret i afsnit 4.1 [Testfelt ved Kverneland]. Det er illustreret på Figur 46.



Figur 46 Skårlæggersens hjul på en roterende rulle med et bump.

Når hjulet roterer henover rullen, vil den lodrette flytning være konstant. Når skårlæggersens hjul rammer bumpet, vil hjulet accelereres af underlaget. Rullen roteres med vinkelhastigheden ω_{rulle} . På Figur 47 er rullen på Kvernelands testfelt skitseret.

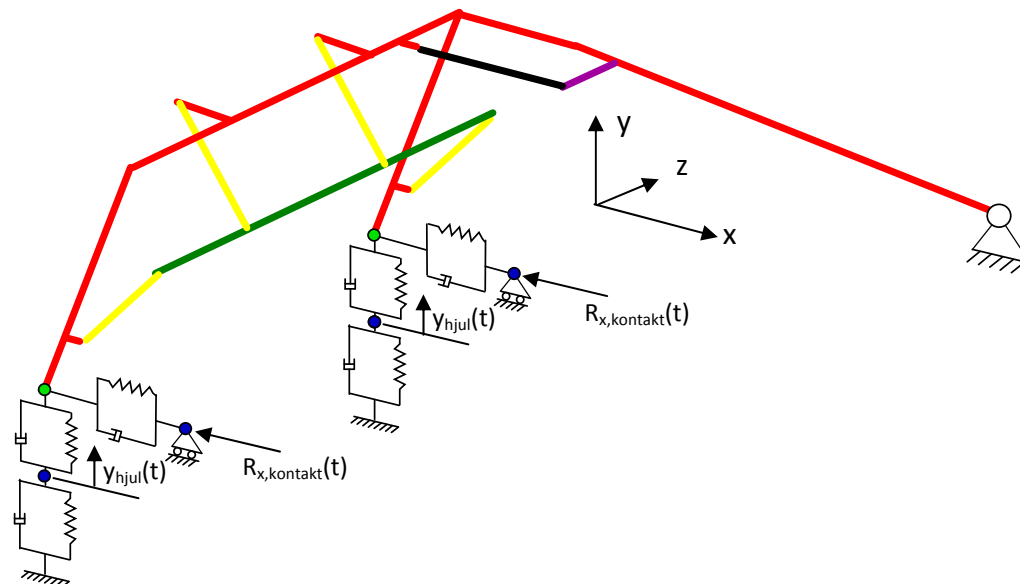


Figur 47 Skitse af rulle på Kvernelands testfelt

Bumpet passeres på den tid, det tager rullen at tilbagelægge vinklen θ_{bump} . Flytningen fra bumpet kan derved beskrives ved en sinusfunktion med perioden $T_{bump} = \frac{2 \cdot \theta_{bump}}{\omega_{rulle}}$. Amplituden vil være afstanden fra bumpets top til rullen a_{bump} . Der indlægges en konstant værdi svarende til, når hjulet roterer på rullen. Den samlede funktion for $y_{underlag}(t)$ omskrives til en Fourierrække. Opskrivningen af funktionen er yderligere beskrevet i APP. 1 [Beskrivelse af underlag ved testfelt].

5.4 Løsning

Skårlæggeren uden hjul og dækkontaktmodellen kobles sammen. Den vandrette kontaktkraft ved begge hjul indføres og de geometriske randbetingelser fastsættes i henhold til Kvernelands accelererede levetidstest. Den samlede dynamiske bjælkelemode er skematisk optegnet på Figur 48.



Figur 48 Samlet 3D-bjælkelemode

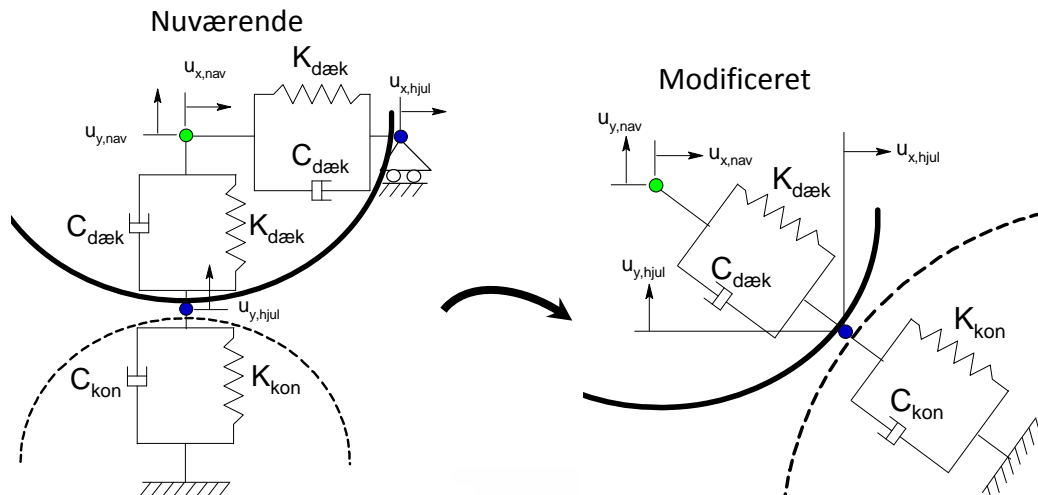
De dynamiske ligevægtsligninger løses ved Newmarks numeriske tidsintegrationsmetode. Løsningen er derved flytningstilstanden og dens afledte til en hver tid.

Postprocessing

Ud fra den samlede flytningsløsning er det muligt at foretage postprocesseringer for 3D-bjælkeelementerne. Derved kan relevante oplysninger som reaktioner og snitkræfter mm. udlæses af modellen. For illustration af den dynamiske opførsel for hele modellen er det gjort muligt at animere en tidshistorie for den samlede bjælkelemode af skårlæggeren. For animationer af den dynamiske model se filmklip [bjælkelemode_forskudte_bump] eller filmklip [bjælkelemode_parallel_bump] på DVD.

5.5 Modificering

I dette afsnit beskrives en mulig modificering af dækkontaktmodellen. I dækkontaktmodellen er foretaget en forenkling af den måde, hvorpå kontaktproblemet mellem dæk og underlag modelleres. Som det ses til venstre på Figur 49 er dækket opdelt i en vandret og en lodret del. Det fysiske er bedre gengivet i den modificerede model til højre.



Figur 49 FEM Dækkontaktmodel opbygget af 3 3D-bjælkeelementer set i xy-planen. Til venstre: Nuværende model. Til højre: Modificeret model. Dækket er illustreret ved den sorte linje og underlaget er illustreret ved den stiplede linje.

I den nuværende model er elementernes location den samme til enhver tid. Det er antaget, at der regnes med små flytninger. Der er i den nuværende model indført en kontakt ikke-linearitet, hvor stivhedsmatricen afhænger af kraftvektoren. Det ses ved at størrelsen på K_{kon} afhænger af den lodrette reaktion i underlaget.

I den modificerede model indføres endnu en ikke-linearitet. Elementerne forestilles at følge underlaget. Dvs. at elementet for dækket og for underlaget til enhver skal være vinkelret på kontaktfladen. Derved fås en geometrisk ikke-linearitet, hvor ligevægtsligningerne må skrives mht. den nye geometri.

Det betyder, at stivhedsmatricen og kraftvektoren, er en funktion af flytningerne. Den sammenhæng kan udtrykkes ved at indføre co-roterede elementer. Hver element får tildelt et lokalt koordinatsystem som oversætter og roterer med elementet. Det globale koordinatsystem forbliver det samme. De lokale stivhedsmatricer bliver defineret i deres lokale koordinatsystemer. Derefter koordinattransformeres de, således at de opererer i det globale system. Til sidst assembleres de lokale stivhedsmatricer ind i den globale stivhedsmatrice.

5.6 Delkonklusion:

Ved brug af bjælke modellen kan det dynamiske flytningsrespons i skårlæggeren på Kverneland's testfelt bestemmes. Ved postprocessering af flytningerne kan alle relevante parametre udlæses.

Input til modellen er en beskrivelse af underlagets lodrette flytning og hældning til en hver tid. Det er desuden nødvendigt eksperimentelt at bestemme en stivhed og en viskos dæmpning for dæk og underlag.

Kverneland har flere anvendelsesmuligheder for modellen:

Ved at løse egenverdiproblemet $([K] - \omega^2[M])\{u\} = 0$ for en bjælke model baseret på et tidligt design kan egenfrekvenser og tilhørende svingeformer bestemmes. Egenfrekvenserne kan tidligt i designprocessen holdes op mod kendte lastfrekvenser under drift.

I kritiske punkter på skårlæggeren f.eks. ved samlingsdetaljen ved trækstangscylinderen kan spændingsvariationen bestemmes og anvendes til udmattelsesanalyse. Der kan også bestemmes snitkræfter omkring samlingsdetaljen og påsætte disse på enten skal- eller solidmodel for mere præcise resultater.

Det vil være muligt at køre parameterstudier og undersøge forskellige designparametres indflydelse på det dynamiske flytningsrespons.

6 Udmattelse

Udmattelseskaden ved samlingsdetaljen er som nævnt sket i forbindelse med en accelereret levetidstest. Udmattelseskader opstår på grund af spændingsvariationer, som gentages mange gange. Ved udmattelsesanalyser er det derfor antallet af spændingsvariationer samt spændingsvidden, $\Delta\sigma$, som er afgørende og ikke så meget den højeste spænding.

Spændingshistorien vil for virkelige konstruktioner variere i tiden. For skårlæggeren skyldes dette det dynamiske respons som et resultat af den varierende ydre last. Der foretages som nævnt i kapitel 4 [Accelereret levetidstest på prototype] straingauge målinger på skårlæggeren. Ud fra disse målinger er det muligt at se, hvordan spændingshistorien varierer. Dette afsnit vil derfor omhandle den del af udmattelsesteorien, som kan anvendes ved dimensioneringen af skårlæggeren. Efterfølgende vil der blive udført en udmattelsesanalyse ved brug af 3D bjælkemodellen. Dette kapitel vil derfor omhandle følgende:

- Teorien bag udmattelse
- Udmattelsesanalyse på samlingsdetalje
- Delkonklusion

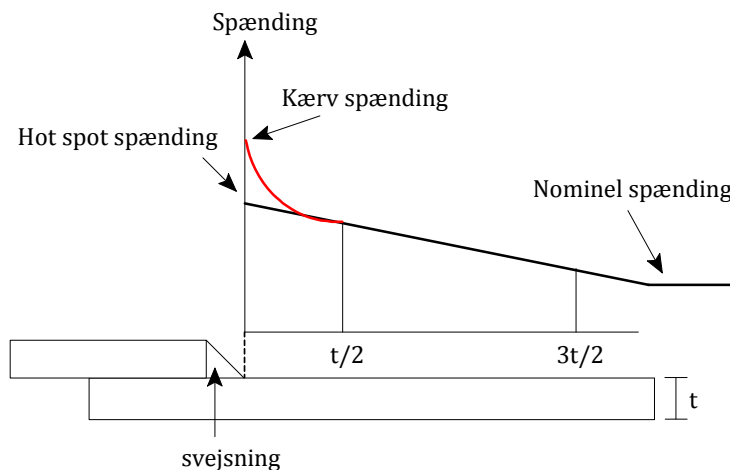
6.1 Teorien bag udmattelse

Geometriske spændinger (Hot spot spændinger):

Hot spot spændingen er en lokal spænding, som forekommer, hvor en revne vil begynde. Ved svejsesamlinger opstår revnen ofte ved svejsetåen. Hot spot spændingen tager højde for samlingens geometri, men undlader effekten fra selve svejsningen. Den kan bestemmes på følgende måde:

$$\sigma_{hot\ spot} = SCF \sigma_{nominel}$$

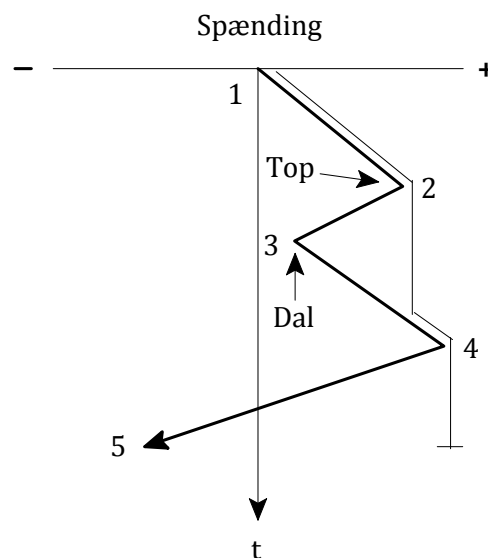
SCF er spændingskoncentrationsfaktoren som bestemmes ud fra samlingens udformning. Denne faktor bestemmes eksperimentelt. $\sigma_{nominel}$ er den nominelle spænding som bestemmes vha. bjælketeori. Eftersom spændingskoncentrationsfaktoren for samlingsdetaljen ikke er kendt, vælges det i stedet at bestemme hot spot spændingen vha. FEA. Hot spot spændingen kan derved bestemmes ved at den 1. hovedspænding, målt i to punkter før hotspottet. Fra de 2 punkter ekstrapoleres lineært ind til hotspottet. Ifølge DNV standarden RP-C203 placeres målepunkterne i afstanden $t/2$ og $3t/2$ fra svejsetåen, hvor t er pladetykkelsen. På Figur 50 ses princippet illustreret.



Figur 50 Hot spot spændingen bestemmes ved at ekstrapolere spændingen målt i de to punkter $t/2$ og $3t/2$.

Rainflow counting:

For at kunne bestemme spændingsvidden, $\Delta\sigma$, og antallet af de enkelte spændingsvidder anvendes Rain flow counting. Navnet kommer af, at en dråbe tænkes løbende ned af taget på en pagode. Princippet er illustreret på Figur 51.



Figur 51 Rain flow counting. En dråbe løber fra 1-

I forbindelse med metoden anvendes fire regler som er:

1. En dråbe startes fra hver top og dal
2. Når en dråbe, startende fra en dal, kommer til kanten af taget, stoppes dråben, hvis den modsatte dal er mere negativ, end den dråben startede fra.

3. En dråbe startende ved en top stoppes, hvis den møder en top, som er mere positiv end den dråben startede fra.
4. Hvis en dråbe på vej ned af taget afskæres af en tidligere dråbes sti, stoppes den førstnævnte dråbe.

Efterfølgende optælles de hele cykler og halvcykler, som er fremkommet.

S-N kurver:

En SN-kurve beskriver forholdet mellem spændingsvidden, $\Delta\sigma$, og det antal cykler, N , en given samling kan optage inden brud. SN-kurver baseres på udmattelsesforsøg, hvor forskellige samlingstyper udsættes for varierende belastninger, og deres levetid måles. Det er derfor samlingstypen og miljøet omkring samlingsdetaljen, som afgør hvilken SN-kurve der anvendes. Den generelle design SN-kurve er givet ved følgende:

$$\log N = \log \bar{a} - m \log \Delta\sigma$$

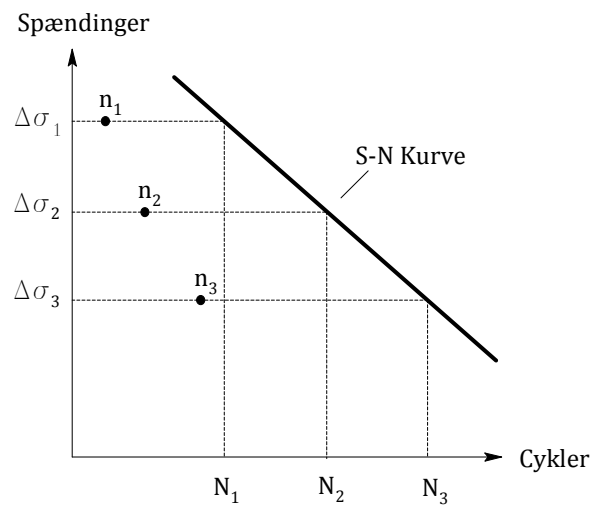
Hvor m og $\log \bar{a}$ er konstanter bestemt for den valgte SN-kurve.

Miners rule:

En metode som kan anvendes til at bestemme udmattelsesskaden i en konstruktion er Miner's linear damage rule. Udmattelsesskaden bestemmes ved at summere de enkelte delskader som konstruktionen oplever. Konstruktionens levetid er opbrugt, når summen af de enkelte delskader er lig 1 eller derover. Udmattelsesskaden bestemmes på følgende måde:

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_i}{N_i} = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \leq 1.0$$

n_i er antallet af spændingscykler som konstruktionen oplever ved en given spændingsvidde $\Delta\sigma_i$. N_i er antallet af spændingscykler der skal til for, at udmattelsesstyrken er opbrugt for en given spændingsvidde $\Delta\sigma_i$. Fastlæggelsen af N_i foretages ud fra SN-kurver. På Figur 52 ses et eksempel på Miner's rule.



Figur 52 Miner's linear damage rule. N_i er antallet af spændingscykler som konstruktionen kan optage ved en given spændingsvidde, før der opstår brud. n_i er det antal spændingscykler, konstruktionen oplever ved en given spændingsvidde.

Influensmatrice

Hot spot spændingen kan bestemmes ved at påsætte snitkræfter omkring en samlingsdetalje, som ønskes undersøgt. Der findes en løsning for hvert tidsskridt og en hot spot spændings variation kan opskrives.

En enklere og mindre beregningstung måde at bestemme spændingsvariationen i hot spot punkt er ved brug af influensmatrice metoden. Ved denne metode påsættes enhedslaster en efter en i alle yderpunkter af den geometri, som ønskes undersøgt. Derved findes hver enkelt snitkrafts indflydelse på hot spot spændingen. Den fundne hot spot spænding for hver påsat enhedslast aflæses og indsættes i influensmatricen $[C_{influ}]$. Ved at multiplicere influensmatricen med snitkræfterne og derefter summere de enkelte bidrag er det derved muligt at bestemme spændingen i hot spot punktet. Spændingen bestemmes på følgende måde:

$$\sigma_P = [C_{influ}] : [F] = \sum_i \sum_j c_{ij} F_{ij}$$

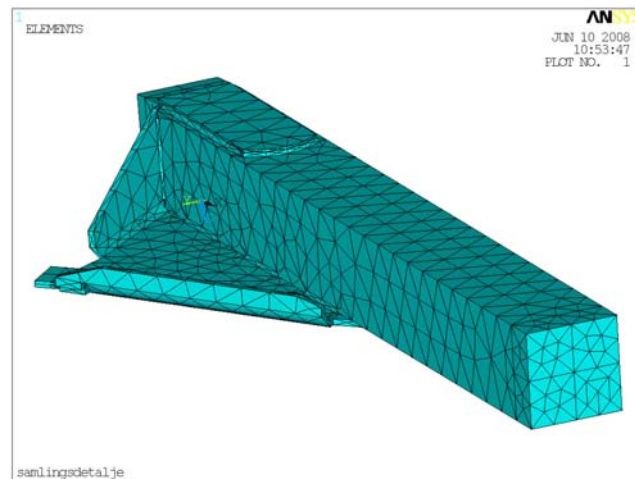
Hvor $[C_{influ}]$ er influensmatricen, og $[F]$ er matricen indeholdende snitkræfterne.

Med andre ord kan spændingen, σ_P bestemmes ved at ligge $[F]$ ovenpå $[C_{influ}]$, multiplicere de enkelte bidrag og derefter summere alle bidragene. Et eksempel på anvendelsen af influensmatrice metoden kan ses i det efterfølgende afsnit.

6.2 Udmattelsesanalyse på samlingsdetalje

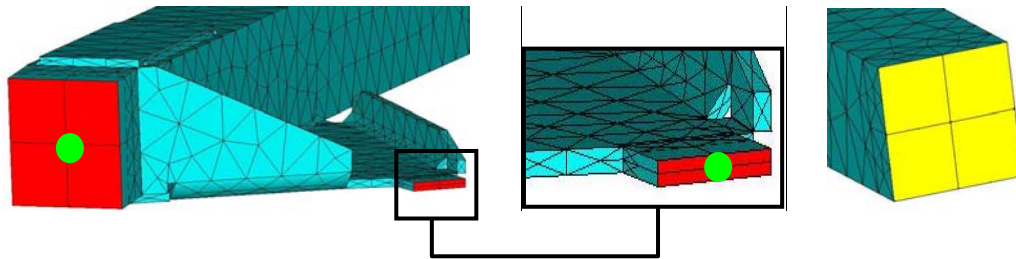
Levetiden for samlingsdetaljen vil i dette afsnit blive bestemt ud fra en FE model. Formålet er at eftervise, om det er muligt at komme frem til den samme levetid, som blev bestemt ved den accelererede levetidstest hos Kverneland. Derudover vil sammenhængen mellem hastigheden på testfeltets ruller og udmattelses skaden blive undersøgt.

Eftersom samlingsdetaljens geometri er kompliceret, er det valgt at opbygge modellen vha. solidelementer. Dimensionerne er valgt ud fra den samlingsdetalje, som opnåede det største antal cykler ved den accelererede levetidstest. Godstykkelserne på trækstangen og underpladen er derfor på hhv. 6 mm og 10 mm. På Figur 53 ses samlingsdetaljen modelleret i FEA programmet Ansys.



Figur 53 Samlingsdetalje modelleret i elementmetodeprogrammet Ansys.

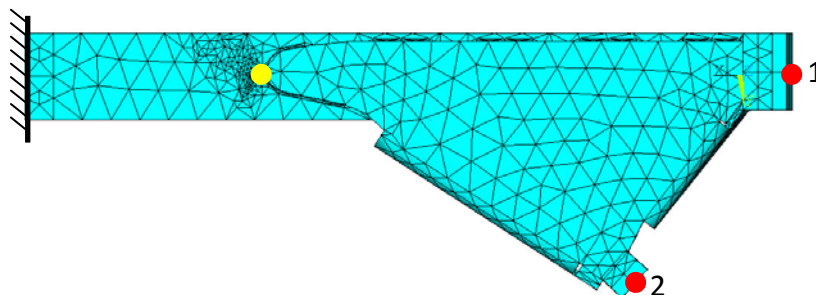
Trækstangen indspændes ved traktoren som illustreret ved det gule areal på Figur 54. Til bestemmelse af influensmatricen $[C_{influ}]$ påsættes enhedslasterne en efter en. De påsættes i trækstangen ved drejeledet og på underpladen, hvor trækstangscylindern er monteret. Enhedslasterne overføres til solidelementerne via skalelementer. Disse elementer har en stor stivhed i forhold til trækstangen og underpladen. Formålet med skalelementerne er også at kunne overføre rotationerne til solidelementerne. Dermed oversættes snitmomenterne fra bjælke modellen til flytninger på solidelementerne. På Figur 54 ses de to arealer repræsenterende skalelementerne, markeret med rødt, hvorpå enhedslasterne påsættes. De påsættes i den midterste knude som vist med den grønne prik på figuren.



Figur 54 De to grønne prikker illustrerer, hvor enhedslasterne påsættes trækstangen ved drejeledet og underpladen ved trækstangscylinderen. De røde arealer illustrerer skalelementerne. På figuren til højre illustrerer de gule arealer indspændingsfladen.

Med udgangspunkt i denne opsætning illustreres her hvordan influensmatricen bestemmes.

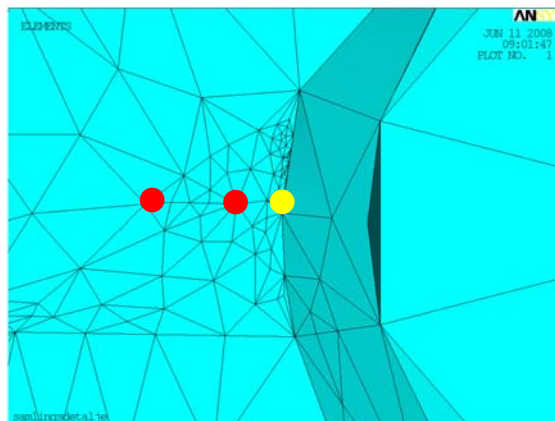
Ved at indspænde trækstangen, som vist på Figur 55, påsættes en enhedslast i de seks retninger, svarende til de seks snitkræfter, en efter en i de to røde punkter. Der påsættes dermed i alt 12 enhedslaster.



Figur 55 Samlingsdetaljen set nedefra. Samlingsdetaljen indspændes i trækstangen som vist. Enhedslasterne påsættes i de røde knuder 1 og 2. Spændingen ønskes bestem i det gule hot spot punkt.

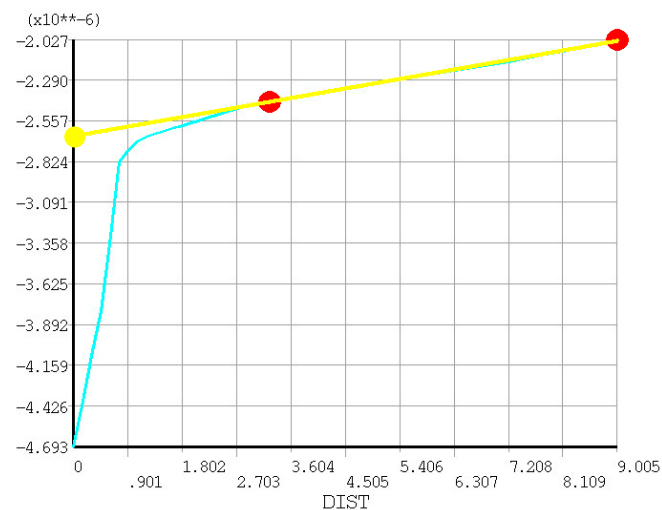
For hver gang der påsættes en enhedslast, bestemmes spændingen i det gule hot spot punkt. Det er i dette punkt, revnen startede, ved den accelererede levetidstest. Denne værdi er influensværdien for den påsatte enhedslast. De enkelte influensværdier indsættes derefter i influensmatricen $[C_{influ}]$. Influensværdierne bestemmes ved ekstrapolation af den største hovedspænding bestemt i Ansys.

Hot spot spændingen findes ved ekstrapolation fra de 2 røde punkter vist på Figur 56.



Figur 56 Ekstrapolation punkter (røde) for ekstrapolation mod hot spottet (gul)

Hot spottet er illustreret ved gule prik ved svejsetåen. På Figur 57 ses et eksempel på ekstrapolation af den største hovedspænding.



Figur 57 Ekstrapolation af influensværdi. Den blå kurve viser, at influensværdien ind mod hot spottet. Der ekstrapoleres fra afstanden 9 og 3, som er illustreret ved de to røde prikker. Influensværdien er i dette tilfælde ekstrapoleret til $-2,652E-6$.

Influensværdien, som bestemmes på Figur 57, er bestemt ved at påsætte et moment om z-aksen i knude 2 på Figur 55. Værdien indsættes derfor i 2. række 6. søjle

$$[C_{influ}] = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & -2,652E-6 \end{bmatrix}$$

De resterende 11 influensværdier bestemmes på tilsvarende måde. Herefter kan spændingen i det hotspottet bestemmes. Dette gøres som nævnt ved at ligge influensmatricen $[C_{influ}]$ ovenpå matricen $[F]$ indeholdende snitkræfterne, multiplicere de enkelte bidrag og derefter summere alle bidragene. Dette giver:

$$[C_{influ}] = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \end{bmatrix}$$

$$[F] = \begin{bmatrix} FX_1 & FY_1 & FZ_1 & MX_1 & MY_1 & MZ_1 \\ FX_2 & FY_2 & FZ_2 & MX_2 & MY_2 & MZ_2 \end{bmatrix}$$

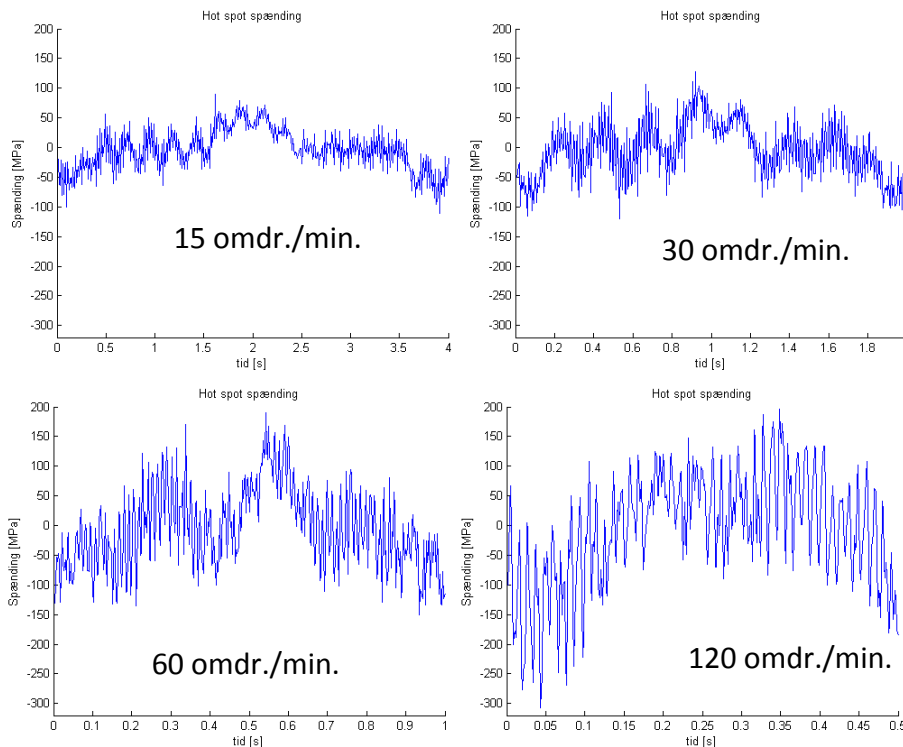
$$\sigma_p = C_{11}FX_1 + C_{12}FY_1 + \dots + C_{25}MY_2 + C_{26}MZ_2$$

Indekstallet i matricen $[F]$ indikerer, hvilken knude kræften er placeret i.

Der vil efterfølgende blive udført 4 simulerede udmattelsesanalyser. Ved den første analyse simuleres rullerne til at køre med en hastighed på 30 omdrejninger pr. minut. Dette svarer til den hastighed, Kverneland normalt anvender. Ved de næste tre analyser anvendes 15, 60 og 120 omdr./min. Alle analyser foretages med forskudte bump. Formålet er at se, hvordan den samlede skade ændres, idet hastigheden på rullerne øges og sammenligne den simulerede test med den fysiske.

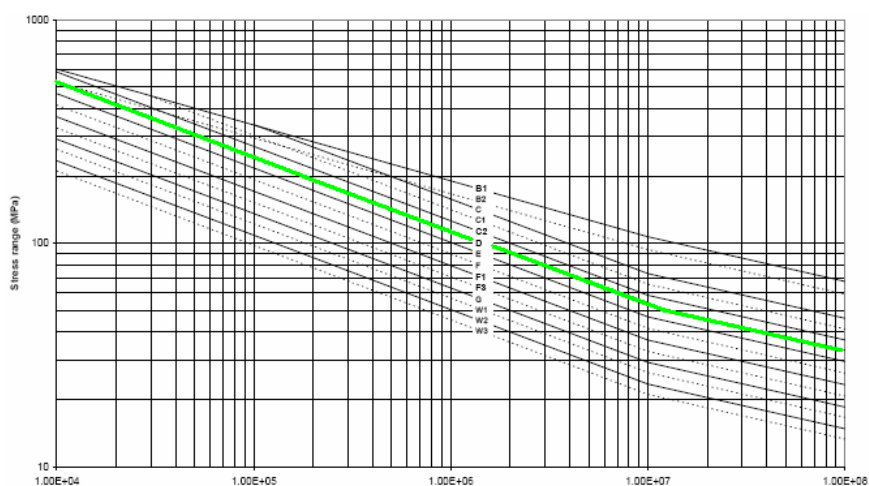
Grundlaget for hver udmattelsesanalyse er en periode i steady-state for den valgte hastighed. En periode er en omdrejning på testfeltets rulle og defineres som en cykel. Der begås kun en meget lille fejl ved ikke at medtage indsvingningsforløbet, da denne dæmpes ud, kort inde i testforløbet.

På Figur 58 ses, hvordan hot spot spændingen varierer i tiden ved de 4 forskellige omdrejningshastigheder.



Figur 58 Hot spot spændingens variation for 4 forskellige omdrejningshastigheder. Alle 4 plot er udskrivet for den samme periode..

Ved at øge hastigheden, ses det, at hot spot spændingen øges. De forskellige spændingsvidder bestemmes vha. rainflow counting, som foretages vha. en Matlab rutine. Idet spændingsvidderne er bestemt, er det muligt at bestemme N. N er, som tidligere nævnt, antallet af spændingscykler der skal til, før udmattelsesstyrken er opbrugt for en given spændingsvidde $\Delta\sigma$. Til bestemmelse af N anvendes SN-kurven D, som det anbefales ifølge DNV standarden RP-C203. SN-kurven er markeret med grøn på Figur 59.



Figur 59 Den grønne kurve D er SN-kurven som anbefales anvendt ved bestemmelse af hot spot spændinger.

De enkelte N-værdier bestemmes ud fra formlen:

$$\log N = \log \bar{a} - m \log \Delta\sigma$$

Hvor $\Delta\sigma$ er spændingsvidderne bestemt ved rainflow counting.

Ifølge DNV standarden er:

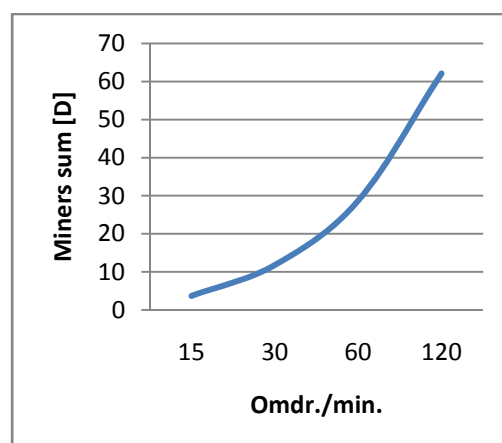
$$\log \bar{a} = 12,164 \quad \text{og} \quad m = 3,0$$

n, som er antallet af spændingscykler, konstruktionen oplever ved en given spændingsvidde $\Delta\sigma$, sættes til 160.000 cykler for alle spændingsvidder. Dette vælges, da det som nævnt er kravet Kverneland har til skårlæggeren, idet den belastes med forskudte bump. Det er herefter muligt at bestemme de enkelte delskader og den samlede skade vha. Miner's linear damage rule. I Tabel 2 ses den samlede skade og antallet af cykler, der skal til før der opstår udmattelsesbrud. Resultaterne er medtaget for begge udmattelses analyser.

Omdrejningshastighed	Samlet skade ved 160.000 cykler [D]	Antal cykler ved brud
15 omdr./min	3,66	43.700
30 omdr./min	11,8	13.600
60 omdr./min	28,7	5.590
120 omdr./min	62,1	2.580

Tabel 2 Samlet skade D og antallet af cykler skårlæggeren kan klare, før der opstår havari.

Optegnes udmattelses skaden som en funktion af rullernes omdrejningshastighed fås følgende kurve vist på Figur 60.



Figur 60 Udmattesskaden som funktion af rullernes omdrejningshastighed

Som det fremgår af kurven Figur 60 øges skaden, D , hvis omdrejningshastigheden på rullerne øges. Det ses, at udmattelsesskaden ikke vokser lineært, men eksponentielt med omdrejningshastigheden.

6.3 Delkonklusion

Udmattelsesskaden, som blev bestemt ud fra 3D-bjælke modellen, ligger forholdsvis tæt på udmattelsesskaden bestemt ved den accelererede levetidstest. Ved den accelererede levetidstest skete der havari ved 24.500 cykler med forskudte bump. Ved simuleringen på 3D-bjælke modellen skulle der forekomme udmattelsesbrud efter 13.600 cykler ligeledes med forskudte bump. Det må derfor kunne konkluderes at snitkræfterne bestemt vha. 3D-bjælke modellen og metoden, som anvendes til bestemmelse af udmattelsen, er en god tilnærmelse til virkeligheden. Antallet er observerede cykler i den fysiske test er heller ikke opgivet ved bruddets start.

Idet hastigheden på rullerne øges, øges skaden eksponentielt. Kalibreringen af testfeltet baseres på baggrund af den højeste spænding, men det være mere interessant, at sammenligne den totale udmattelsesskade i stedet.

Til bestemmelsen af udmattelsesskaden anvendes influensmatrice metoden. Denne metode gør det muligt at bestemme spændingen i et givent punkt vha. få resurser. Det som kræves ved denne metode er bestemmelsen af de enkelte influensværdier, hvilket kun skal gøres en gang. Derefter er det muligt at bestemme spændingsvariationen i det ønskede punkt med forskellige snitkræfter.

Man kunne forestille sig at Kverneland kunne få andre til at lave denne influensmatrice, på en samlingsdetalje, der vurderes at være kritisk.

Influensmatricen bestemmes ved at ekstrapolere den største hovedspænding. Dette er dog en tilnærmelse, som er acceptabel. For at fjerne denne tilnærmelse skulle alle seks spændingskomponenter for hver enhedslast indskrives i influensmatricen. Derved ville spændingskomponenterne og ikke hovedspændingerne blive superponeret, og efter følgende kunne 1. hovedspænding beregnes.

Det vil være muligt at køre parameterstudier og undersøge forskellige parametres indflydelse på udmattelsesskaden på en konkret samlingsdetalje på tilsvarende vis med omdrejningshastighedens indflydelse.

7 Modalt system og dækkontaktmodel

Indtil nu er skårlæggerens flytninger bestemt ud fra en 3D-bjælkemodel. En anden måde at bestemme den på er ved modalsuperpositionsprincippet. Ved denne metode bestemmes flytningerne ud fra skårlæggerens egensvingningsformer og dertil hørende egensvingningsfrekvenser. Der er ligeså mange egensvingningsformer, som der er frihedsgrader. Fordelen ved modalsuperpositionsprincippet er i stedet for at have n koblede differentialeligninger, arbejdes der med n ukoblede differentialeligninger. Derudover kan antallet af egensvingningsformer reduceres, idet der vælges kun at se på svingeformer, som vil opstå ud fra en given lastsituation. Egenfrekvenserne, som er væsentligt højere end lastens frekvens, vil tilnærmelsesvis ikke exciteres i konstruktionen og er derfor ofte uinteressante. Ved at fravælge nogle af svingeformerne reduceres beregningstiden uden nøjagtigheden forringes væsentlig. På den måde kan et kompliceret system, med mange frihedsgrader, forenkles til et system med få frihedsgrader. Da Kverneland udarbejder en fuld 3D-CAD tegning af skårlæggeren er det muligt at foretage en modalanalyse og bestemme egensvingningsformerne og dermed forenkle beregningsmodellen.

Omskrivningen til modalkoordinater kræver dog, at systemet ikke ændrer sig. Dækkontaktmodellen er ikke-lineær, hvor stivhedsmatricen ændres løbende som funktion af kraftvektoren $\{R\}$. Det betyder omskrivning til modalkoordinater ikke vil kunne anvendes med succes her. Det er derfor nødvendigt at kunne foretage en kobling mellem det modale system og den ikke-lineære dækkontaktmodel. Dette foretages vha. et koblingselement. Der vil i dette kapitel derfor blive set på følgende:

- Modalanalyse og modalsuperpositionsprincippet
- Modal kobling
- Det modale system
- Delkonklusion

7.1 Modalanalyse og modalsuperpositionsprincippet

Idet der ses bort fra dæmpningen, tages der udgangspunkt i følgende bevægelsesligning:

$$-Ku = M\ddot{u}$$

Hvor u er flytningen, og \ddot{u} er accelerationen.

En løsning til dette system kan være:

$$u(t) = u_a \sin \omega t$$

Accelerationen \ddot{u} bestemmes til:

$$\ddot{u} = -\omega^2 u_a \sin \omega t$$

Ved at indsætte udtrykket i bevægelsesligningen fås:

$$K u_a \sin \omega t - M \omega^2 u_a \sin \omega t = 0$$

$$\Leftrightarrow (K - \omega^2 M) u_a = 0$$

Hvilket er et lineært egenverdiproblem på generel form. ω er egenfrekvensen og, u_a er egenvektoren, som også betegner egensvingeformen for det givne problem. For systemer med flere frihedsgrader kan egenvektorerne samles i en matrice $[U]$. De enkelte egenvektorer placeres i søjlerne og benævnes derfor med $\{u^{(i)}\}$, hvor indeks i svare til den i 'te søjle og egensvingeform.

$$[U] = [u^{(1)} \quad u^{(2)} \quad \dots \quad u^{(i)} \quad \dots \quad u^{(n)}] = \begin{bmatrix} u_1^{(1)} & u_1^{(2)} & \dots & u_1^{(n)} \\ u_2^{(1)} & u_2^{(2)} & \dots & u_2^{(n)} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ u_{n_d}^{(1)} & u_{n_d}^{(2)} & \dots & u_{n_d}^{(n)} \end{bmatrix}$$

n_d er antallet af frihedsgrader.

Flytningstilstanden for hele systemet, $\{u\}$, kan bestemmes ved modalsuperposition af egensvingningsformerne på følgende måde:

$$\{u\} = [U]\{\eta\}$$

$\{\eta\}$ er modalkoordinaterne, som ønskes bestemt.

$$\{\eta\} = \begin{Bmatrix} \eta_1 \\ \vdots \\ \eta_i \\ \vdots \\ \eta_n \end{Bmatrix}$$

Ved at indsætte udtrykket for $\{u\}$ i bevægelsesligningen kan den skrives som:

$$[M][U]\{\ddot{\eta}\} + [C][U]\{\dot{\eta}\} + [K][U]\{\eta\} = \{R\}$$

Her er $\{\ddot{\eta}\}$ og $\{\dot{\eta}\}$ de afledte modalkoordinater og $\{R\}$ er lastvektoren.

Ved at multiplicere ligningen med den i 'te egensvingningsform, $\{u^{(i)}\}^T$, fås:

$$\{\mathbf{u}^{(i)}\}^T [\mathbf{M}] [\mathbf{U}] \{\ddot{\boldsymbol{\eta}}\} + \{\mathbf{u}^{(i)}\}^T [\mathbf{C}] [\mathbf{U}] \{\dot{\boldsymbol{\eta}}\} + \{\mathbf{u}^{(i)}\}^T [\mathbf{K}] [\mathbf{U}] \{\boldsymbol{\eta}\} = \{\mathbf{u}^{(i)}\}^T \{\mathbf{R}\}$$

Idet ortogonalitetsbetingelsen udnyttes

$$\begin{aligned} \{\mathbf{u}^{(i)}\}^T [\mathbf{M}] \{\mathbf{u}^{(j)}\} &= 0 \\ \{\mathbf{u}^{(i)}\}^T [\mathbf{K}] \{\mathbf{u}^{(j)}\} &= 0 \end{aligned}$$

hvor $i \neq j$, fås:

$$\{\mathbf{u}^{(i)}\}^T [\mathbf{M}] \{\mathbf{u}^{(i)}\} \{\ddot{\eta}_i\} = \{\bar{m}_i\} \{\ddot{\eta}_i\}$$

og

$$\{\mathbf{u}^{(i)}\}^T [\mathbf{K}] \{\mathbf{u}^{(i)}\} \{\eta_i\} = \{\bar{k}_i\} \{\eta_i\}$$

$\{\bar{m}_i\}$ og $\{\bar{k}_i\}$ betegnes hhv. den modale masse og stivhed for den i 'te modalkoordinat. Den modale masse- og stivhedsmatrice, $[\bar{\mathbf{M}}]$ og $[\bar{\mathbf{K}}]$, er diagonalmatricer, hvilket medfører, at der efterfølgende arbejdes med n ukoblede differentialeligninger.

På tilsvarende måde kan belastningen skrives på modal form som:

$$\{\bar{r}_i\} = \{\mathbf{u}^{(i)}\}^T \{\mathbf{R}\}$$

Da dæmpningen for et system ofte er ukendt, vil der ofte anvendes Rayleigh dæmpning. Her bestemmes dæmpningsmatricen ud fra masse- og stivhedsmatricen. For den i 'te egensvingningsform kan den modale dæmpning skrives, udtrykt ved den modale masse og stivhed, som:

$$\{\bar{c}_i\} = \alpha \{\bar{m}_i\} + \beta \{\bar{k}_i\}$$

Hvor α og β er parametre bestemt ud fra en forudbestemt dæmpning på hhv. den laveste og højeste frekvens. Disse værdier må bestemmes eksperimentelt.

De bestemmes derfor ud fra egenfrekvensen, ω , og dæmpningsforholdet ζ .

Hvis dæmpningsmatricen er kendt på forhånd, er det muligt at bestemme den modale dæmpningsmatrice på følgende måde:

$$[\bar{\mathbf{C}}] = [\mathbf{U}]^T [\mathbf{C}] [\mathbf{U}]$$

Denne modale dæmpningsmatrice er ikke nødvendigvis en diagonalmatrice. Dette medfører, at dæmpningsleddene ikke afkobler indbyrdes, og det er dermed ikke muligt at anvende analytiske løsningsmetoder. Ved numeriske løsningsmetoder har det dog ikke nogen særlig betydning.

Ved indførelse af de modale størrelser kan bevægelsesligningen skrives som:

$$\{\bar{m}_i\}\{\ddot{\eta}_i\} + \{\bar{c}_i\}\{\dot{\eta}_i\} + \{\bar{k}_i\}\{\eta_i\} = \{\bar{r}_i\}$$

Dæmpningen i systemet kan være svær at bestemme. Det kan derfor være en fordel at opstille bevægelsesligningen på følgende måde:

$$\ddot{\eta}_i + 2\zeta_i\omega_i\dot{\eta}_i + \omega_i^2\eta_i = \frac{\bar{r}_i}{\bar{m}_i}$$

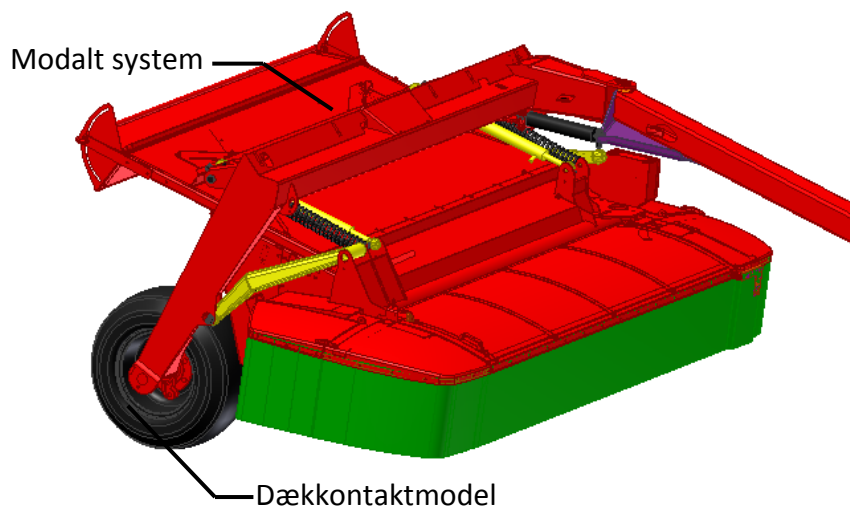
Ved denne opskrivning er det ikke nødvendigt at kende dæmpningsmatricen $[C]$, og det er derved muligt at vælge en specifik dæmpning i form af ζ_i til hver egensvingningsform. ζ bestemmes ofte på erfaring og ligger normalt i størrelsesordenen 0,01 - 0,05.

$\{\eta\}$ kan herefter bestemmes ved Newmark integration og indsættes i ligningen til bestemmelse af $\{u\}$.

I APP. 2 [Eksempel på modalanalyse] er vist et eksempel på modalanalyse, og efterfølgende hvorledes modalsuperposition kan anvendes.

7.2 Modal kobling

Skårlæggeren opdeles herefter i to systemer(Figur 61). Et modalt system og en dækkontaktmodel.

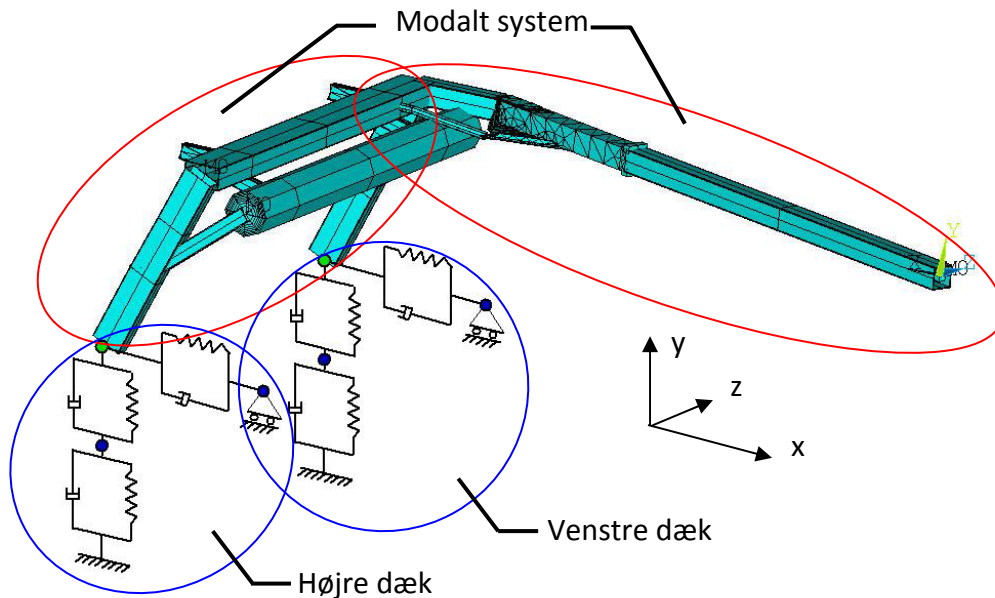


Figur 61 Skårlæggeren opdeles i to systemer. Et modalt system og dækkontaktmodellen.

Det modale system er hele skårlæggeren, som udtrykkes ved et begrænset antal svingeformer. Dækkontaktmodellen er den samme som anvendt ved den dynamisk 3D-bjælkemodel.

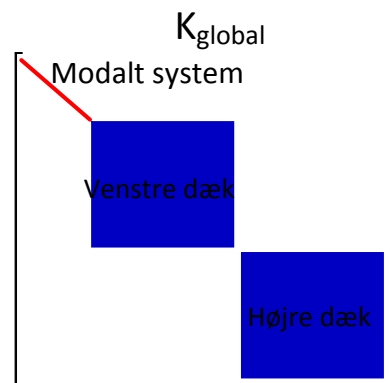
Det modale system bestemmes ved modalanalyse på en FEM-model og kobles til en dækkontaktmodel for henholdsvis højre og venstre side som vist på

Figur 62.



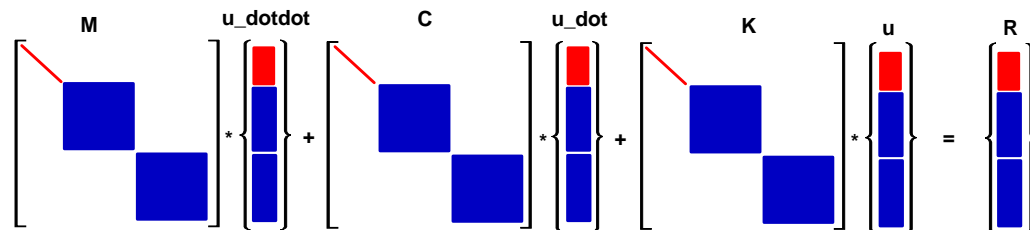
Figur 62 Modalt system og dækkontaktmodel i venstre og højre side

Der udvælges et begrænset antal svingeformer til beskrivelse af hele det modale system. Svingeformerne vælges i et frekvensområde omkring lastfrekvensen. De valgte svingeformer er listet med tilhørende egenfrekvens i APP. 3 [Svingeformer]. Den globale stivhedsmatrix består derved af 3 lokale stivhedsmatricer: En modal stivhedsmatrix, som er en diagonalmatrix med de modale stivheder i diagonalen samt dækkontaktmodellen i venstre og højre side. Den globale stivhedsmatrix er skitseret på Figur 63.



Figur 63 Stivhedsmatrix for det modale det modale system og dækkontaktmodellen

Det dynamiske ligningssystem består derved også af en modal del og 2 dækkontaktmodeller som vist på Figur 64.



Figur 64 Matriceligning for hele systemet uden kobling mellem det modale system (rød) og dækkontaktmodellen systemet (blå).

Systemet løses ved numerisk tidsintegration nøjagtigt som ved løsning af 3D-bjælke modellen. Herved fås en flytningsløsning, som er en kombination af "modale" flytninger (modalkoordinater) og "egentlige" flytninger.

Modalkoordinater ønskes oversat til de "egentlige" frihedsgrader. På Figur 65 er 3 af skårlæggerens svingformer illustreret.



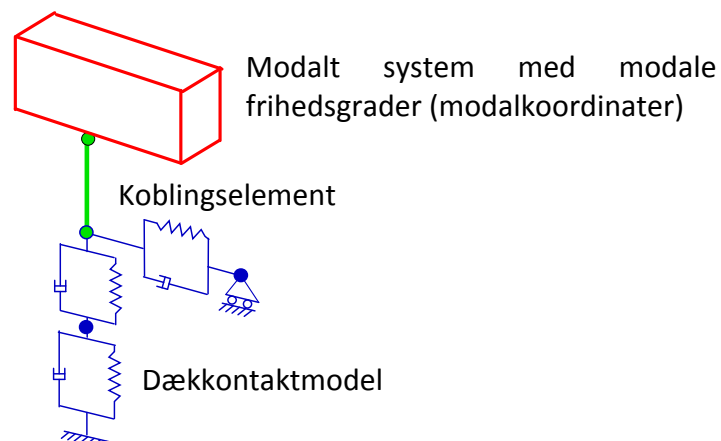
Figur 65 Eksempel på 3 af skårlæggers svingformer. Den grønne prik illustrerer højre hjulnav

Flytningen i hver knude, f.eks. den lodrette flytning i højre hjulnav kan beskrives ved en modal superposition af de enkelte svingformer:

$$u_{y,hjulnav} = \sum_{i=1}^m u_{y,hjulnav}^{(i)} \cdot \eta_i$$

Hvor m er antallet af de modale former der er medtaget til beskrivelse af det modale system, og " i " er nummeret på svingformen.

Koblingen mellem det modale system og dækkontaktmodellen foretages ved at konstruere et koblingselement. Koblingselementet er et 3D-bjælkelement vist på Figur 66.



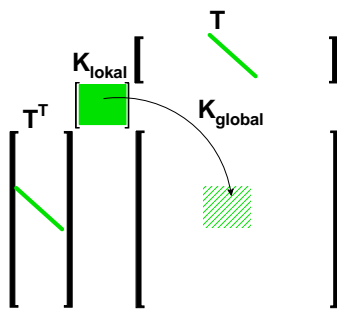
Figur 66 Skitseret kobling mellem dækkontaktmodel (blå) og modalt system af skårlægger (rød) ved koblingselement (grøn)

Koblingselementet vælges med en stor stivhed i forhold til skårlæggeren og dækkontaktmodellen. Koblingselementet kobles til dækkontaktmodellen og det modale system ved assemblering.

Assembleringen af en lokal stivhedsmatrice i bjælkeelement i den globale stivhedsmatrice foretages ved en transformationsmatrice $[T]$, som har rækker svarende til antallet af frihedsgrader for det element, der skal assembleres og søjler svarende til antallet af frihedsgrader for det globale system. Transformationen kan skrives som:

$$[K_{global}] = [T]^T \cdot [K_{lokal}] \cdot [T]$$

Hvor $[K_{lokal}]$ kunne være den lokale stivhedsmatrice for koblingselementet. Transformationsmatricen konstrueres således at bjælkeelementet assembleres korrekt. Ønskes en lokal stivhedsmatrice assembleret direkte kunne transformationsmatricen se ud som følgende, hvilket giver assembleringen vist til højre nedenfor.

$$T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$


Der indsættes ettaller i denne del af transformationsmatricen, der kobler koblingselementet til dækkontaktmodellen.

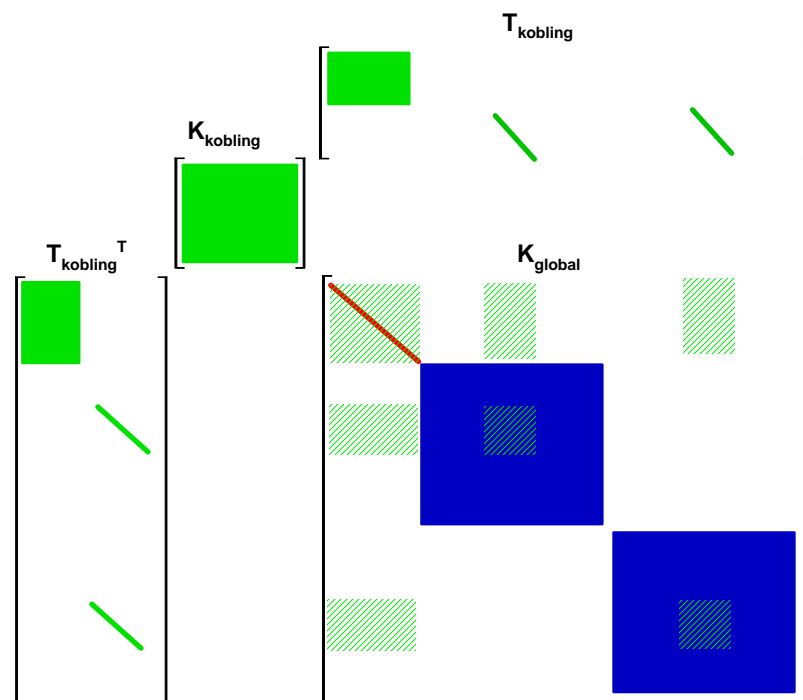
Koblingen til det modale system udføres efter den kendte sammenhæng mellem modalkoordinaterne og flytningsfrihedsgradere:

$$u_j = \sum_{i=1}^m u_j^{(i)} \cdot \eta_i$$

Et modalt system beskrevet ved n modale former, hvor dof angiver frihedsgradens nr. i svingeformen giver nedenstående bidrag til transformationsmatricen for koblingselementet.

$$T_{kobling} = \begin{bmatrix} u_{dof1}^{(1)} & u_{dof1}^{(2)} & \dots & u_{dof1}^{(n)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ u_{dof3}^{(1)} & u_{dof3}^{(1)} & \dots & u_{dof3}^{(n)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Den samlede assemblering af hele den globale stivhedsmatrice er skematisk optegnet i Figur 67.

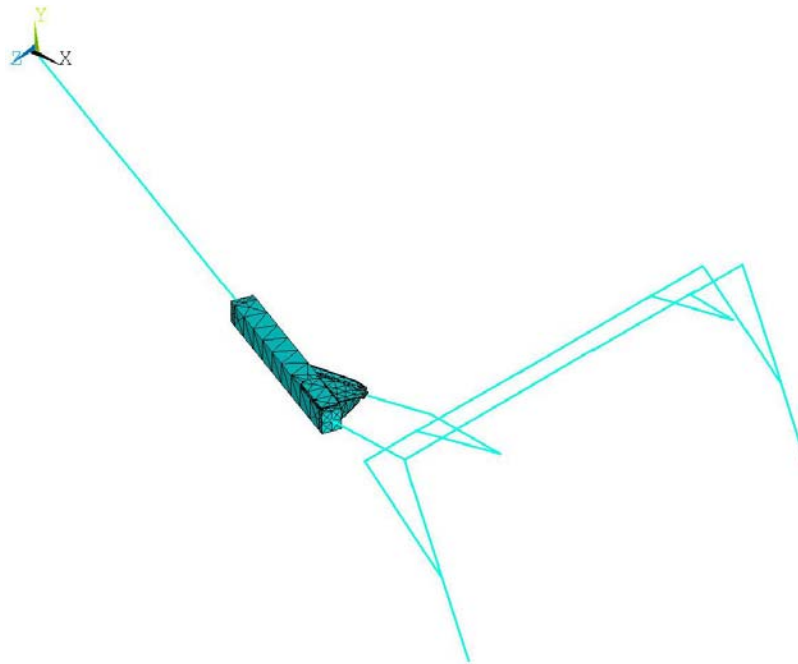


Figur 67 Assemblering af bjælkeelement (K_i) i det globale system (K).

Her ses det, hvorledes koblingselementet assembleres i den globale stivhedsmatrice. Dette er illustreret ved det grønne skraverede areal.

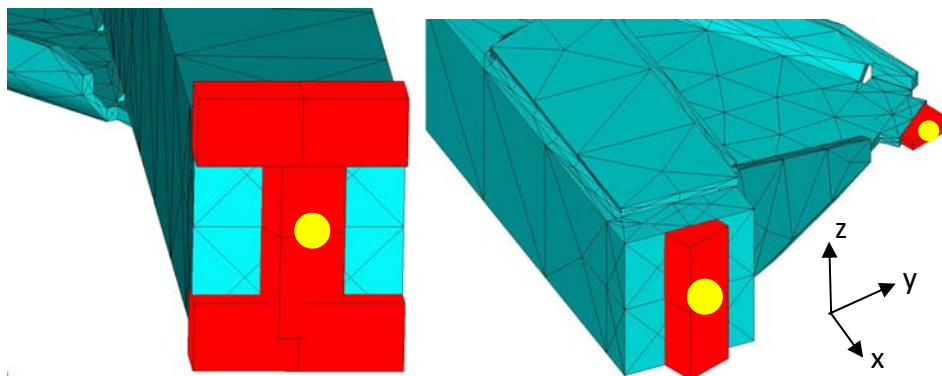
7.3 Det modale system

Der vil i dette afsnit blive foretaget en modalanalyse på skårlæggeren. Ved hjælp af 3D-CAD tegningen, som udarbejdes hos Kverneland, er det muligt at bestemme egensvingningsformerne og de dertil hørende egenfrekvenser. Dette kan foretages i et elementmetodeprogram såsom Ansys. Da dette er meget resursekrævende, vælges det at foretage en modalanalyse på en forenklet model frem for en fuld 3D-solid model. Den forenkledte model kan ses på Figur 68.



Figur 68 FE-model til anvendelse ved modalanalyse. Samlingsdetaljen er modelleret vha. solidelementer. Den resterende del af skårlæggeren er modelleret vha. 3D-bjælkeelementer.

Samlingsdetaljen er opbygget vha. solidelementer. Den resterende del af skårlæggeren er opbygget vha. 3D-bjælkeelementer. Forbindelsen mellem solidelementerne og bjælkeelementerne foretages ved at påsætte ekstra bjælkeelementer på solidmodellen som vist på Figur 69. Bjælkeelementerne, som forbindes til bjælkeelementerne på solidmodellen, forbindes i den midterste knude markeret med gul på figuren. Formålet med disse elementer er at overføre flytningerne fra bjælkeelementerne til solidelementerne. De gives derfor en stor stivhed i forhold til resten af systemet.

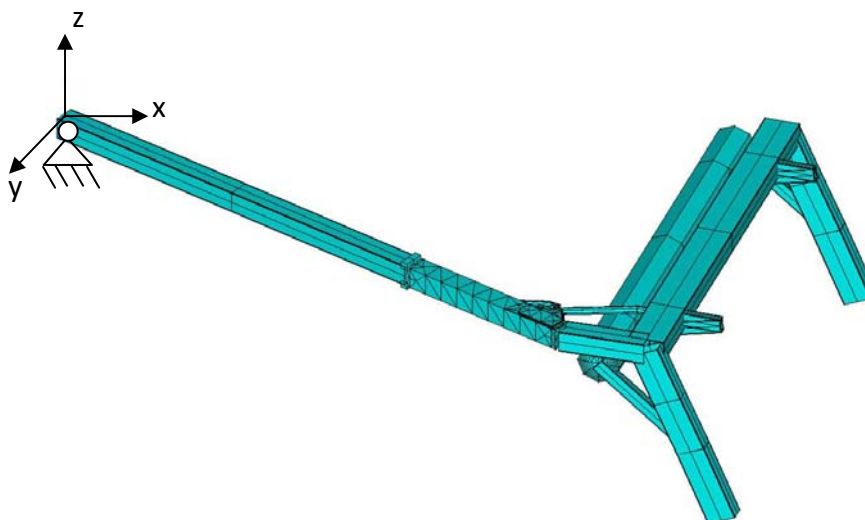


Figur 69 Koblingen mellem bjælkeelementerne og solidelementerne foretages ved at påsætte ekstra bjælkeelementer på solidmodellen. Disse elementer er markeret med rødt.

På figuren til venstre ses trækstangen i enden ved traktoren. De seks flytninger fra bjælkeelementet skal her overføres til solidelementerne. Til venstre på

figuren ses trækstangen ved drejeledet og punktet hvor trækstangscylindren monteres på underpladen. Der skal her være et charnier-led omkring z-aksen. Der placeres derfor kun bjælkeelementer i z-aksens retning.

Til bestemmelse af egensvingningsformerne vælges det at indspænde skårlæggeren i knuden ved traktoren som vist på Figur 70. Den indspændes imod flytning i de tre akseres retning. Den kan dermed foretage fri-rotation omkring alle akserne.



Figur 70 Egensvingningsformerne bestemmes ud fra at skårlæggeren låses imod flytning i de tre retninger i trækstangen ved traktoren.

Ved at skårlæggeren kan foretage fri-rotation om alle akserne medfører, at de tre første egenværdier er 0, og de tilhørende egensvingningsformer er stiftlegemebevægelser. Dette medfører desuden, at de tre første værdier i den modale stivhedsmatrice giver 0, og matricen bliver dermed singulær. Ved assemblering til den globale stivhedsmatrice ophører denne singularitet, idet koblingselementet indføres.

7.4 Delkonklusion

En anden måde at bestemme flytningerne på skårlæggeren er ved modalsuperpositionsprincippet. Ved denne metode bestemmes flytningerne ud fra skårlæggerens egensvingningsformer og dertil hørende egensvingningsfrekvenser. Fordelen ved metoden er, at et kompliceret system kan forenkles ved kun at medtage de egensvingningsformer, som ligger i nærheden af lastfrekvensen. Det er derved muligt at reducere systemet, uden nøjagtigheden forringes væsentligt.

Koblingen mellem det modale system og dækkontaktmodellen foretages vha. et koblingselement.

Kverneland kan med fordel anvende modalsuperpositionsprincippet. Det eneste der kræves er, at de modale egenfrekvenser og de dertil hørende egensvingningsformer bestemmes for skårlæggeren. Det er efterfølgende muligt at bestemme flytningerne på skårlæggeren ved at påsætte forskellige belastninger.

8 Modalsuperpositionsprincip i Ansys/Matlab

Skårlæggersens flytninger vil i dette kapitel blive bestemt vha. modalsuperpositionsprincippet. Ved at konvertere den fulde 3D-CAD tegning til en fil af formatet *SAT eller *IGES er det muligt at indlæse skårlæggeren i Element metode programmet Ansys. Det er herved muligt at bestemme skårlæggersens egensvingningsformer samt egenfrekvenserne. Dette er dog meget resursekrævende, og det vælges i stedet at anvende modellen som blev udarbejdet i afsnit 7.3 [Det modale system]. Egensvingningsformerne og de dertil hørende egenfrekvenser bestemmes i Ansys. De indlæses i Matlab-rutinen, til den i forvejen definerede dækkontaktmodel, og de modale systemmatricer bestemmes. Skårlæggeren, beskrevet ved det modale system, kobles til dækkontaktmodellen ved hjælp af koblingselementer. Flytningerne, som bestemmes i Matlab-rutinen, udskrives til en *txt-fil som kan indlæses i Ansys, hvor de påsættes modellen. Det er herefter muligt at animere skårlæggersens kørsel på det simulerede testfelt. Kapitlet er opdelt i følgende punkter:

- Bestemmelse af det modale system i Ansys
- Det modale system og dækkontaktmodellen i Matlab
- Postprocessering i Ansys
- Delkonklusion

8.1 Bestemmelse af det modale system i Ansys

Ved at udføre en modal analyse på en konstruktion i Ansys, kan alle modalformerne og de tilhørende egenfrekvenser beregnes. Derved kan den modale matrice $[U]$ opskrives og den modale massematrice $[\bar{M}]$ og stivhedsmatrice $[\bar{K}]$ kan efterfølgende beregnes.

Det modale system beskrives ved n svingeformer og består af n ukoblede ligninger.

Modalanalysen i Ansys indstilles således, at svingeformerne normaliseres til massen:

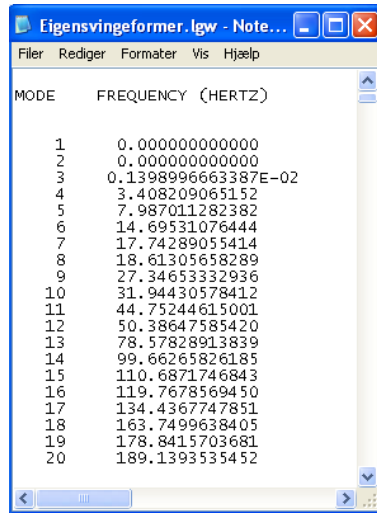
$$\bar{m}_i = \{\mathbf{u}^{(i)}\}^T [\mathbf{M}] \{\mathbf{u}^{(i)}\} = 1$$

Normaliseres svingeformerne i stedet til enhed, således, at den største modal-koodinat bliver 1, kan den modale masse udtrykkes ved den kinetiske energi. Den kinetiske energi for den i 'te svingeform udregnes i Ansys som:

$$\frac{1}{2} \{\mathbf{u}^{(i)}\}^T [\mathbf{M}] \{\mathbf{u}^{(i)}\}$$

Den eneste kraft i det modale system før koblingen, er tyngdekraften på konstruktionen. Derfor påsættes tyngdekraften i Ansys, og der udskrives en kraft-

vektor, $\{R\}$. Udover kraftvektoren udskrives også en output-fil hvori egenfrekvenserne og de dertil hørende egensvingningsformer listes. På Figur 71 ses de første 20 egenfrekvenser.



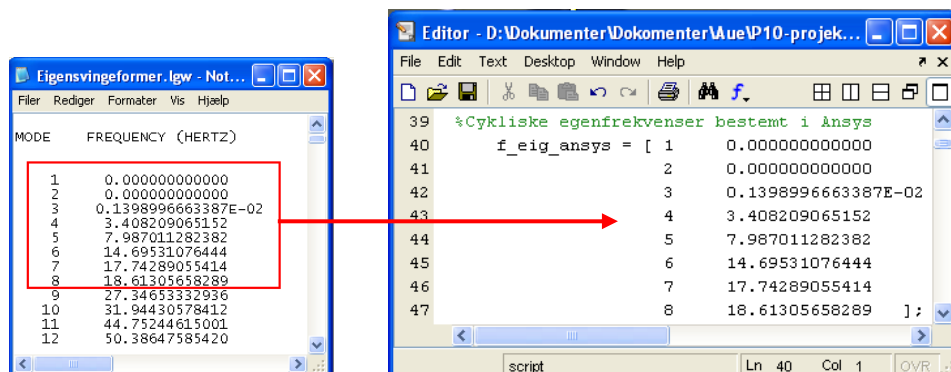
MODE	FREQUENCY (HERTZ)
1	0.000000000000
2	0.000000000000
3	0.1398996663387E-02
4	3.408209065152
5	7.987011282382
6	14.69531076444
7	17.74289055414
8	18.61305658289
9	27.34653332936
10	31.94430578412
11	44.75244615001
12	50.38647585420
13	78.57828913839
14	99.66265826185
15	110.6871746843
16	119.7678569450
17	134.4367747851
18	163.7499638405
19	178.8415703681
20	189.1393535452

Figur 71 Output-fil fra Ansys. De første 20 egenfrekvenser.

De første 8 egensvingningsformer kan ses i APP. 3 [Svingeformer].

8.2 Det modale system og dækkontaktmodellen i Matlab

Som nævnt i det foregående kapitel vil egenfrekvenserne, som er væsentligt højere end lastens frekvens, tilnærmelsesvis ikke exciteres i konstruktionen og er derfor ofte uinteressante. Rullerne på testfeltet simuleres til at køre med 30 omdrejninger pr. minut. Dette giver en naturlig egenfrekvens, f , på 0,5 Hz. Det vælges derfor kun at medtage skårlæggerens første 8 egensvingningsformer og egenfrekvenser. De valgte værdier er vist indrammet på Figur 72. Værdierne indsættes i en matrice i Matlab-rutinen, hvor dækkontaktmodel i forvejen er defineret.



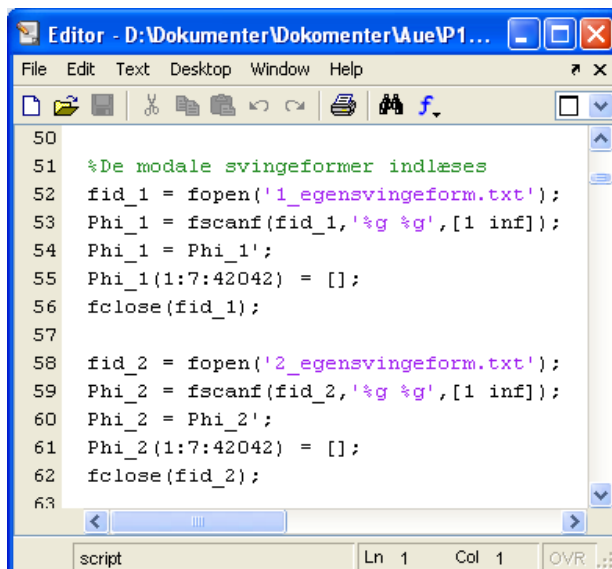
MODE	FREQUENCY (HERTZ)
1	0.000000000000
2	0.000000000000
3	0.1398996663387E-02
4	3.408209065152
5	7.987011282382
6	14.69531076444
7	17.74289055414
8	18.61305658289
9	27.34653332936
10	31.94430578412
11	44.75244615001
12	50.38647585420


```

39 %Cykliske egenfrekvenser bestemt i Ansys
40 f_eig_ansys = [ 1    0.000000000000
41                2    0.000000000000
42                3    0.1398996663387E-02
43                4    3.408209065152
44                5    7.987011282382
45                6    14.69531076444
46                7    17.74289055414
47                8    18.61305658289 ];
  
```

Figur 72 Det vælges kun at medtage de første 8 egenfrekvenser. Disse værdier er indrammet med rødt på figuren til venstre. På figuren til højre ses egenfrekvenserne indsat i Matlab.

Egensvigningsformerne, som medtages, opdeles i 8 separate tekst-filer. Disse filer indlæses i Matlab-rutinen som vist på Figur 73. De 8 egensvigningsformer samles herefter i matricen $[U]$.



```

50
51 %De modale svingeformer indlæses
52 fid_1 = fopen('1_egensvigningform.txt');
53 Phi_1 = fscanf(fid_1, '%g %g', [1 inf]);
54 Phi_1 = Phi_1';
55 Phi_1(1:7:42042) = [];
56 fclose(fid_1);
57
58 fid_2 = fopen('2_egensvigningform.txt');
59 Phi_2 = fscanf(fid_2, '%g %g', [1 inf]);
60 Phi_2 = Phi_2';
61 Phi_2(1:7:42042) = [];
62 fclose(fid_2);
63

```

Figur 73 Indlæsning af egensvigningsformer til Matlab. På figuren ses hvordan de første to svingeformer indlæses i Matlab.

Det vælges som nævnt at normalisere svingeformerne til massen. Det betyder at den modale massematrice, $[\bar{M}]$, bliver en 8x8 matrice med 1-taller i diagonalen. Den modale stivhedsmatrice, $[\bar{K}]$, kan dermed bestemmes på følgende måde:

$$\frac{\bar{k}_i}{\bar{m}_i} = \omega_i^2$$

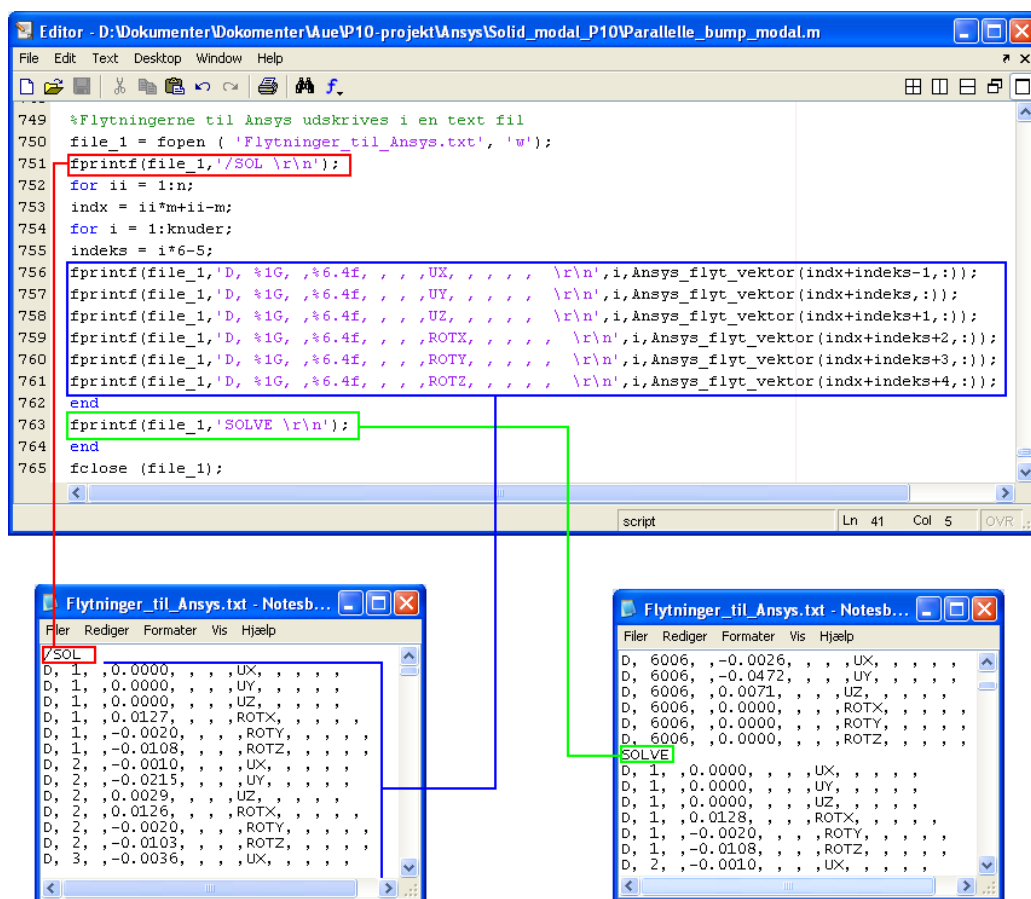
Hvor \bar{k}_i og \bar{m}_i er henholdsvis den modale masse og stivhed tilhørende den i 'te svingeform. ω_i er den cykliske egenfrekvens for den i 'te svingeform, og kan bestemmes ud fra den naturlige egenfrekvens, f_i , som er outputtet fra Ansys. Dette gøres på følgende måde:

$$\omega_i = 2\pi f_i$$

Ud fra det reducerede antal svingeformer bestemmes den modale kraftvektor $\{R\}$ i Matlab. Dette gøres ved at matricen, $[U]^T$, multipliceres med kraftvektoren $\{R\}$.

Efterfølgende kobles det modale system til den i forvejen definerede dækkontaktmodel. Matlab løser kombinationen af modale flytninger og "egentlige" flytninger. Den samlede flytningsløsning findes derefter som beskrevet ved modalsuperpositionsprincippet.

Flytningstilstanden for den samlede tid samles efterfølgende i én vektor. Derefter udskrives en *txt-fil, fra Matlab, indeholdende flytningerne i samtlige knuder for hele tidsserien. Måden, Matlab udskriver filen på, er vist på Figur 74.



Figur 74 Den øverste figur viser hvordan flytningerne bestemt i Matlab udskrives til en *txt-fil. De farvede rammer illustrerer hvad der skrives til *txt-filen, og hvor det placeres i filen.

8.3 Postprocessering i Ansys

Ansys anvendes efterfølgende til postprocessering af flytningerne. *txt-filen, som udskrives fra Matlab, kan direkte indlæses i Ansys som en input-fil. For hvert tidsskridt påsættes flytningerne i samtlige knuder, og modellen løses. Det er efterfølgende muligt at animere flytningstilstanden. En animering af skårlæggerens kørsel på det simulerede testfelt kan ses på den medfølgende DVD. Ud fra flytningerne og dermed tøjninger foretager Ansys også en postprocesering af spændingerne ved:

$$\{\sigma\} = [E][B]\{u\}$$

8.4 Delkonklusion

Der er i dette kapitel blevet vist et eksempel på hvordan modalsuperpositionsprincippet anvendes. Skårlæggerens egensvingningsformer og egenfrekvenser bestemmes i elementmetodeprogrammet Ansys. Ved at indlæse dem i Matlab-rutinen, hvori dækkontaktmodellen i forvejen er defineret, er det muligt at bestemme de modale systemmatricer. Skårlæggeren, beskrevet ved det modale system, kobles til dækkontaktmodellen vha. koblingselementer. Flytningstilstanden bestemmes derved ud fra de 8 første egensvingningsformer og egenfrekvenser for hele skårlæggeren. Denne flytningstilstand, over tiden, udskrives til en *.txt-fil som direkte kan indlæses i Ansys. Det er herefter muligt at anvende Ansys som postprocesser og dermed animere skårlæggerens kørsel på det simulerede testfelt.

9 Konklusion

I den accelererede levetidstest på en prototype havarede skårlæggeren model 4232LT ved 24.500 cykler pga. et udmattelsesbrud i en samlingsdetalje. Med udgangspunkt i den ovenstående model har formålet med projektet været at undersøge og forbedre Kverneland's udviklingsproces af skårlæggere og slåmaskiner. Til opfyldelse af dette formål er udviklet en beregningsmodel bestående af flere forskellige beregningsprincipper og modeller.

Det er med udgangspunkt i skårlæggeren blevet fastlagt, at de varierende laster giver anledning til et dynamisk respons. Desuden karakteriseres hjulets dæk på underlaget som et kontaktproblem ud fra observationer på den accelererede levetidstest.

En forenklet dynamisk FEM 3D-bjælke-model til bestemmelse af det dynamiske respons er opstillet i Matlab. Herunder er udviklet en ikke-lineær dækkontaktmodel til gengivelse af kontaktproblemet mellem dækket og underlaget. Det er gjort muligt at forbinde dækkontaktmodellen med den forenklede bjælke-model af skårlæggeren. Ved numerisk tidsintegration kan det dynamiske flytningsrespons i hele bjælke-modellen bestemmes.

I henhold til DNV standarden RP-C203 er der simuleret en accelereret levetidstest. Grundlaget for testen er oprettelse af en influensmatrice for samlingsdetaljen. Derudover kræves en postprocessering af det dynamiske flytningsrespons til snitkræfter omkring samlingsdetaljen. Influensmatricen bestemmes i et elementmetode program. Udmattelses livet er beregnet til 13.600 cykler sammenholdt med 24.500 i den fysiske test.

En mere detaljeret udgave af skårlæggeren er delvist modelleret i solidelementer i elementmetodeprogrammet Ansys. Ud fra en modalanalyse kan antallet af frihedsgrader reduceres væsentligt. Hele skårlæggeren uden hjul beskrives efterfølgende ved et begrænset antal svingeformer, hvis egenfrekvens ligger omkring lastfrekvensen. Der er udviklet en metode til kobling af det modale system og dækkontaktmodellen. Der løses dynamiske ligevægtsligninger, som er en kombination af "egentlige flytninger" og "modale flytninger". De modale flytninger oversættes efterfølgende til egentlige flytninger ved modalsuperpositionsprincippet. Disse flytninger kan postprocesseres direkte i den oprindelige FEM-model, som var grundlaget for modalanalysen.

10 Litteraturliste

Cook, Robert D. m.fl.: John Wiley & sons, inc.
Concepts and applications of finite element analysis
4. udgave, 2002, 0-471-35605-0

Inman, Daniel J.: Prentice-Hall, Inc.
Engineering vibration
2. udgave, 2001, 0-13-017448-3

Clough, Ray W.; Penzien, Joseph: Computers & Structures, Inc.
Dynamics of structures
3. udgave, 2003, ikke ISBN registreret

Kreyszig, Erwin: John Wiley & sons, inc.
Advanced engineering mathematics
9. udgave, 2006, 0-471-72897-7

Wægter, John: Aalborg Universitet Esbjerg
Fatigue analysis and design
Ukendt udgave, 2006, ikke ISBN registreret

Damkilde, Lars: Danmarks Tekniske Universitet
Introduktion til dynamik
Ukendt udgave, 1998, ikke ISBN registreret

Lund University
CALFEM, A finite element toolbox to Matlab
Version 3.3, 1999, ikke ISBN registreret

Det Norske Veritas
DNV-RP-C203: Fatigue Design of Offshore Steel Structures
Ukendt udgave, 2005, ikke ISBN registreret

Kverneland's website
<http://www.kvernelandgroup.com>

Ansys knowledge data base
<http://www1.ansys.com/customer>

Release 11.0 Documentation for Ansys

Appendiksliste

APP. 1	Beskrivelse af underlag ved testfelt	1
APP. 2	Eksempel på modalanalyse.....	3
APP. 3	Svingeformer	10
APP. 4	DVD oversigt.....	15

APP. 1 Beskrivelse af underlag ved testfelt

Omdrejninger pr. sek på rullen

$$z := \frac{1}{2}$$

Vinkelhastighed på rullen:

$$\omega_{\text{rulle}} := 2 \cdot \pi \cdot z$$

Perioden for rullen

$$T_{\text{rulle}} := \frac{2 \cdot \pi}{\omega_{\text{rulle}}}$$

Vinkeludstrækning for bumpet på rullen

$$\theta_{\text{bump}} := 1.719$$

Radius på bumpet

$$r_{\text{bump}} := 0.181$$

Amplitudetude for bumpet

$$a_{\text{bump}} := 0.098$$

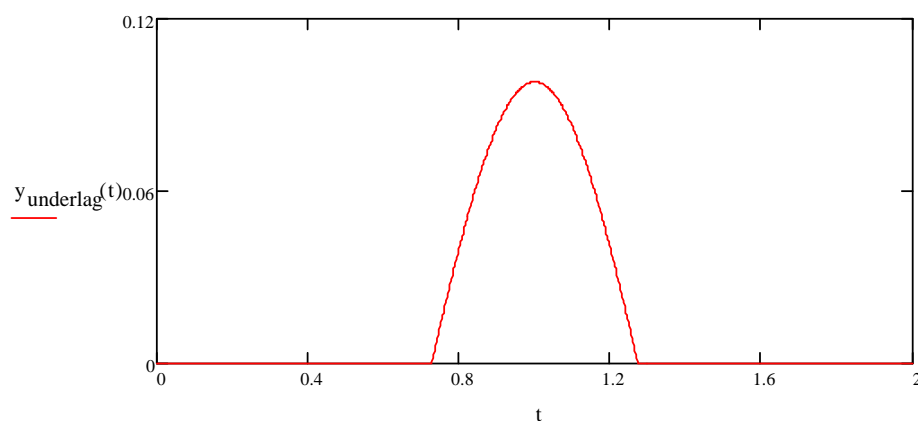
Perioden for bumpet

$$T_{\text{bump}} := \frac{2\theta_{\text{bump}}}{\omega_{\text{rulle}}}$$

Vinkelhastighed for bumpet:

$$\omega_{\text{bump}} := \frac{2 \cdot \pi}{T_{\text{bump}}}$$

$$y_{\text{underlag}}(t) := \begin{cases} 0 & \text{if } 0 \leq t \leq \frac{T_{\text{rulle}}}{2} - \frac{T_{\text{bump}}}{4} \\ a_{\text{bump}} \cdot \sin \left[\omega_{\text{bump}} \cdot \left[t - \left(\frac{T_{\text{rulle}}}{2} - \frac{T_{\text{bump}}}{4} \right) \right] \right] & \text{if } \frac{T_{\text{rulle}}}{2} - \frac{T_{\text{bump}}}{4} \leq t \leq \frac{T_{\text{rulle}}}{2} + \frac{T_{\text{bump}}}{4} \\ 0 & \text{if } \frac{T_{\text{rulle}}}{2} + \frac{T_{\text{bump}}}{4} \leq t \leq T_{\text{rulle}} \end{cases}$$



Fourier udvikling

T er lig $2 \cdot L$ og derfor er L:

$$L := \frac{1}{2 \cdot z}$$

Antal rækker

$$j := 12$$

$$n := 1..j$$

Bestemmelse af a_0

$$a_0 := \frac{1}{2L} \int_0^{2 \cdot L} y_{\text{underlag}}(t) dt$$

Bestemmelse af a_n

$$a(n) := \frac{1}{L} \cdot \int_0^{2 \cdot L} y_{\text{underlag}}(t) \cdot \cos\left(\frac{n \cdot \pi \cdot t}{L}\right) dt$$

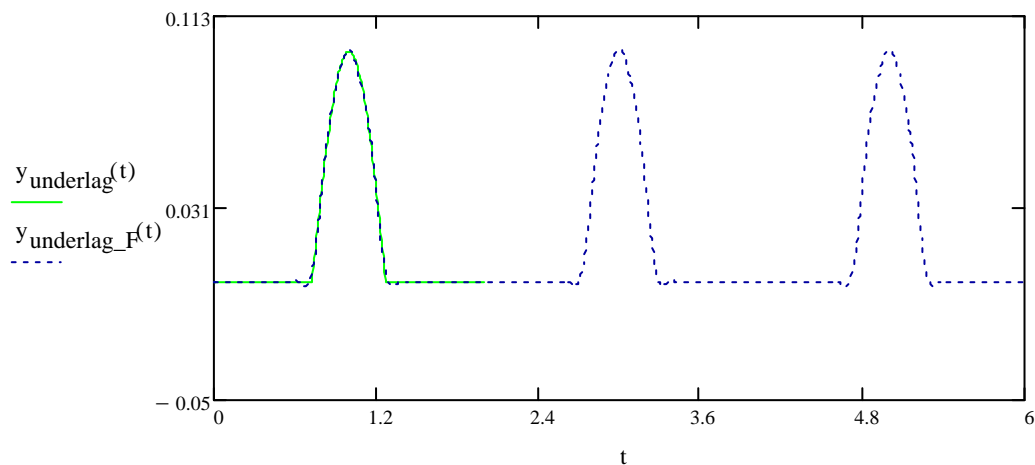
Bestemmelse af b_n

$$b(n) := \frac{1}{L} \cdot \int_0^{2 \cdot L} y_{\text{underlag}}(t) \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi \cdot t}{L}\right) dt$$

Opskrivning af samlede fourier-rækker

$$y_{\text{underlag_F}}(t) := a_0 + \sum_{n=1}^j \left(a(n) \cdot \cos\left(\frac{n \cdot \pi \cdot t}{L}\right) + b(n) \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi \cdot t}{L}\right) \right)$$

$$y_{\text{underlag_prik_F}}(t) := \sum_{n=1}^j \left(\frac{\pi \cdot n \cdot b(n) \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot n \cdot t}{L}\right)}{L} - \frac{\pi \cdot n \cdot a(n) \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot n \cdot t}{L}\right)}{L} \right)$$

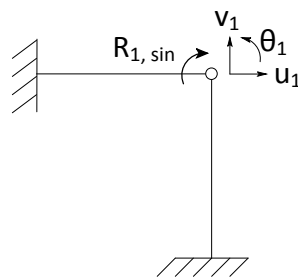


APP. 2 Eksempel på modalanalyse

Der gives her et eksempel på modalanalyse samt anvendelsen af modalsuperpositionsprincippet.

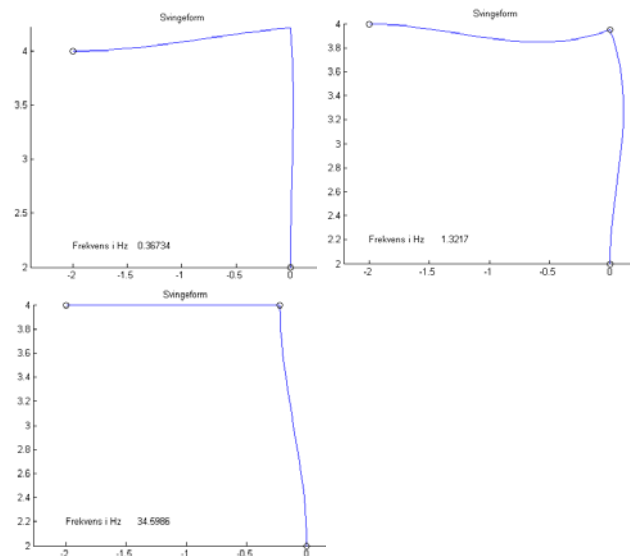
For at kunne excitere de enkelte egensvingsformer, ses der på et 3 frihedsgradssystem med en enkelt masse. Derved kan de enkelte egensvingsformer exciteres ved at påføre en sinuslast enten som en enkeltkraft eller et moment. Systemet er skitseret på Figur 75 med lasten påført som et moment.

Systemet er modelleret ved hjælp af to 2D-bjælkeelementer. Elementernes inertimoment og elasticitetsmodul er ens. Arealet for den horisontale bjælke er valgt større end for den vertikale. Bjælkerne er i den ene ende fuldt indspændte, hvilket medfører at systemet har tre frihedsgrader. En horisontal, vertikal flytning samt en drejning. Dette medfører tre egensvingsformer og dermed tre egenverdier.



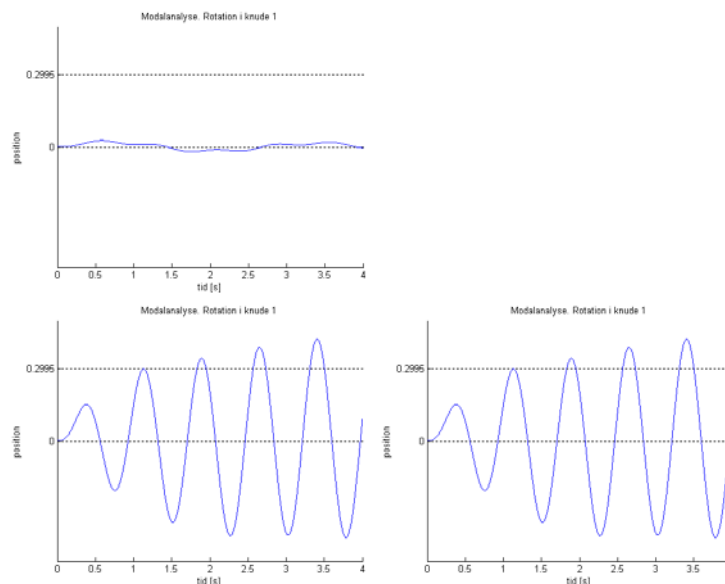
Figur 75 System med enkelt punktmasse. Belastningen består af en sinuslast.

Egenverdierne beskriver systemets stivhed, og det gælder, at jo højere egenverdi jo højere egenfrekvens og dermed stivere system. For dette system udtrykker den laveste egenverdi den vertikale flytning. Den næste rotation og den højeste udtrykker den horisontale flytning. De tre svingeformer er illustreret på Figur 76. Figurerne er skaleret med en faktor 10.



Figur 76 Egensvingsformer med dertilhørende frekvens. Øverst til venstre ses 1. svingeform. Til højre ses 2. svingeform. Nederst til venstre ses 3. svingeform.

Lastens frekvens er bestemt således, at den exciterer frekvensen for den 2. egensvingsform og påføres som et moment. Formålet med dette er at vise, at det er muligt at beskrive drejningen nøjagtig ud fra de to første egensvingsformer. På den måde foretages der en afgrænsning, hvilket for større systemer har betydning for beregningstiden.

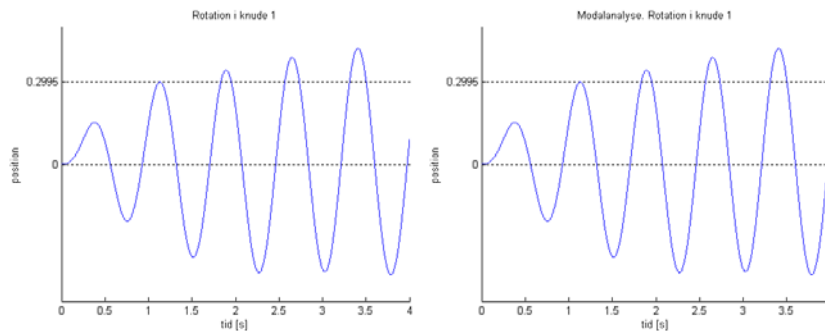


Figur 77 Øverst til venstre ses drejningen bestemt vha. den første egensvingeform. Nederst til venstre ses drejningen bestemt vha. de to første egensvingeformer. Nederst til højre ses drejningen bestemt vha. alle tre egensvingeformer.

Som det fremgår af Figur 77, bestemmes drejningen ikke nøjagtigt, hvis kun den første egensvingeform medtages. Idet anden egensvingeform medtages, er det

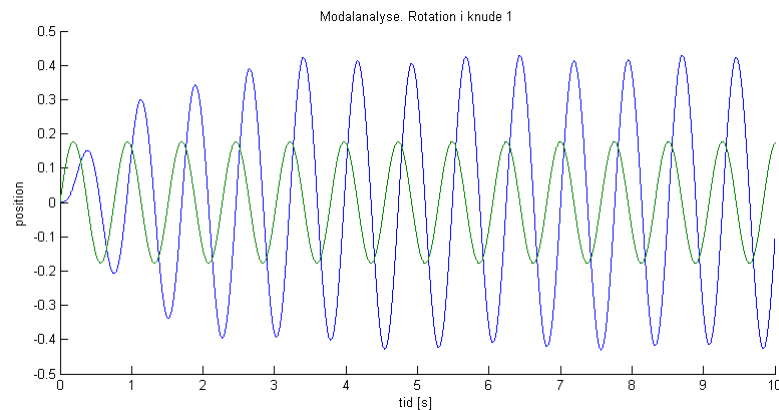
muligt at bestemme drejningen nøjagtigt. Ved medtagelse af tredje egensvingeform ændres resultatet ikke og kan derfor undlades.

På Figur 78 ses drejningen bestemt ved almindelig elementmetode og ved modal superposition af de tre svingeformer. Ved at sammenligne de to kurver ses det, at resultaterne er ens.



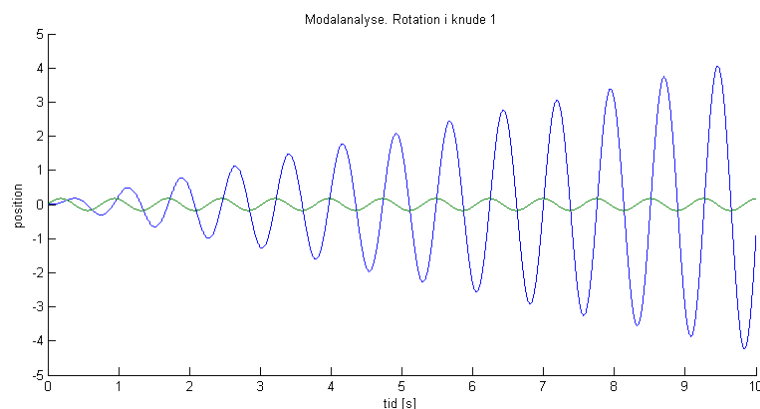
Figur 78 Til venstre: Drejningen bestemt ved almindelig elementmetode. Til højre: Drejningen bestemt ved modalsuperposition.

På Figur 77 og Figur 78 kan det desuden ses, at drejningen øges over det viste tidsinterval, hvilket skyldes dynamisk forstærkning. Den dynamiske forstærkning fremkommer, fordi lastfrekvensen er sammenfaldende med systemets egenfrekvens. På Figur 79 ses drejningen vist ved den blå kurve, samt den statiske løsning vist ved den grønne kurve.



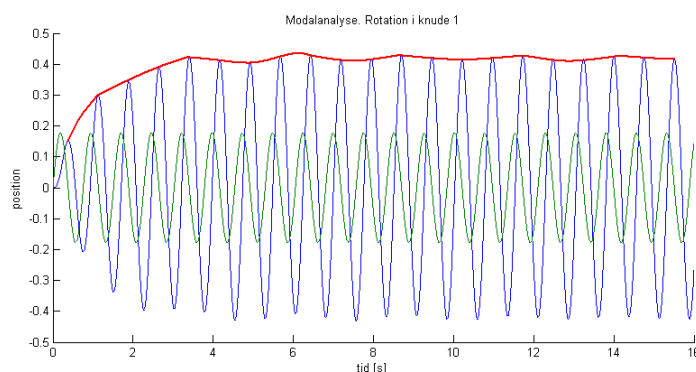
Figur 79 Dynamisk forstærkning med dæmpning. Den blå kurve viser drejningen. Den grønne kurve viser den statiske løsning.

Det ses at drejningen bliver større end den statiske løsning. Grunden til at drejningen ikke bliver ved med at forøges skyldes dæmpningen. På Figur 80 ses drejningen hvis dæmpningen ikke medtages.



Figur 80 Dynamisk forstærkning uden dæmpning. Den blå kurve viser drejningen. Den grønne kurve viser den statiske løsning.

Det ses at drejningen bliver ved med at øges. Dette fænomen fremkommer dog kun i teorien, idet der altid vil forekomme dæmpning i virkelige systemer. På Figur 81 ses drejningen over en længere tidsperiode.



Figur 81 Dynamisk forstærkning med dæmpning. Den røde kurve illustrerer systemets første egensvingning.

Den røde kurve illustrerer, at egensvingningen for den første svingeform fremkommer, idet systemets anden egenfrekvens exciteres. Dette skyldes at sinuslasten ikke udelukkende exciterer anden egensvingeform, men også den første svingeform. Det er derfor nødvendigt at tage hensyn til dette, hvilket gøres ved at påsætte en kraft som dermed eliminerer bidraget til første egensvingeform. Dette er kun muligt teoretisk og vil ikke være muligt rent fysisk. Kraften som påsættes kan bestemmes ud fra den modale lastvektor på følgende måde:

$$\{\bar{r}_i\} = \{\mathbf{u}^{(i)}\}^T \{\mathbf{R}\}$$

hvor i er lig 1, da det er, den første egensvingningsform der ønskes udelukket. Den vertikale kraft som påsættes kan dermed bestemmes ved at sætte \bar{r}_1 lig 0:

$$\{\mathbf{u}^{(1)}\}^T \{\mathbf{R}\} = 0$$

$$\Leftrightarrow u_1^{(1)} F_h + u_2^{(1)} F_v + u_3^{(1)} M = 0$$

Hvor $u_1^{(1)}$, $u_2^{(1)}$ og $u_3^{(1)}$ er den horisontale samt vertikale flytning og drejningen til den første egensvingeform. F_h , F_v og M er hhv. den horisontale samt vertikale kraft og momentet.

Eftersom den horisontale flytning i den første svingeform er nul kan første led i ovenstående ligning derfor undlades. Lasten som påsættes er som nævnt en sinuslast. Dette medfører, at den vertikale kraft som ligeledes påsættes er en sinuslast. Ovenstående ligning kan herefter skrives som:

$$u_2^{(1)} b_{kraft} \sin(\omega t) + u_3^{(1)} f_a \sin(\omega t) = 0$$

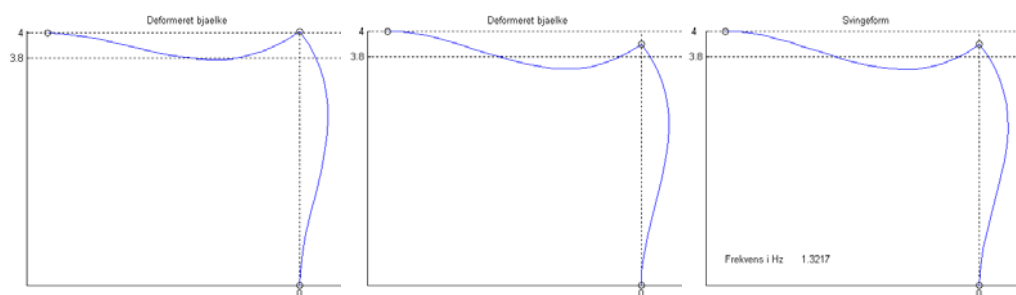
$$\Leftrightarrow u_2^{(1)} b_{kraft} + u_3^{(1)} f_a = 0$$

$$\Leftrightarrow b_{kraft} = \frac{-u_3^{(1)} f_a}{u_2^{(1)}}$$

Hvor f_a er amplituden på momentet, som påsættes, og b_{kraft} er amplituden på den vertikale kraft, som påsættes for at udelukke første egensvingeform. Den vertikale kraft som påsættes bliver da:

$$F_v = \frac{-u_3^{(1)} f_a}{u_2^{(1)}} \sin(\omega t)$$

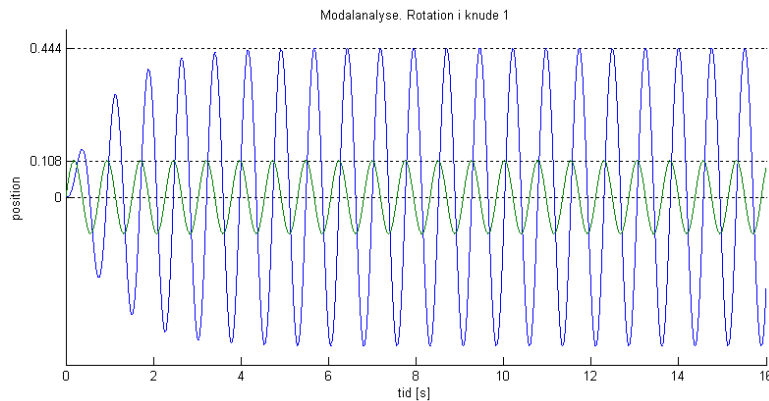
Indførelsen af denne kraft er illustreret på Figur 82.



Figur 82 Første figur viser den deformerede bjælke påført et moment. Figuren i midten viser den deformerede bjælke påført et moment samt den vertikale kraft. Tredje figur viser bjælkens 2. egensvingsform.

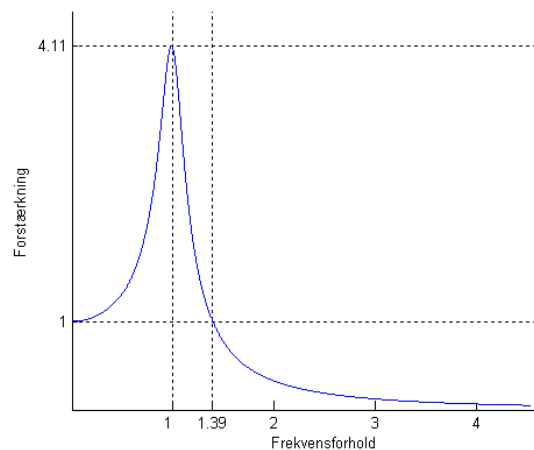
Den første figur viser, at bjælkens deformation består af både 1. og 2. egensvingeform. Figuren i midten illustrerer den 2. egensvingeform exciteret rent. Sammenligningen mellem bjælkens deformation og 2. egensvingeform illustrerer, at 1. egensvingeform er udelukket.

På Figur 83 ses drejningen, som fremkommer, idet lasten påsættes som et moment, og første svingeform udelukkes ved at påsætte den vertikale kraft. Det ses at 2. egensvingeform exciteres rent, og egensvingningen for den første svingeform, som før kunne ses, er nu udelukket.



Figur 83 Dynamisk forstærkning med dæmpning. Den blå kurve viser drejningen. Den grønne kurve viser den statiske løsning. De stiplede linjer viser den maksimale amplituden for hhv. drejningen og den statiske løsning samt nul linjen.

Ved at se på drejningen sammenholdt med frekvensforholdet, mellem lastens frekvens og systemets egenfrekvens, er det muligt at forudsige den dynamiske forstærkning.



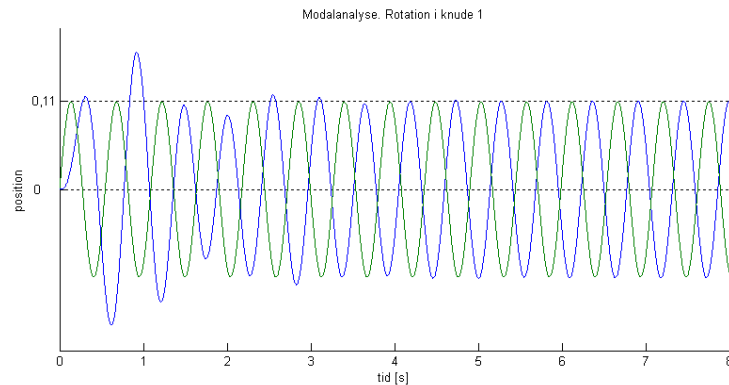
Figur 84 Flytningen i forhold til frekvensforholdet. Kurven illustrerer hvor stor den dynamiske forstærkning bliver ved et givent frekvensforhold.

Kurven vist på Figur 84 er bestemt ud fra 2. egenfrekvens. Som det ses stiger den dynamiske forstærkning, jo tættere belastningens frekvens kommer på systemets egenfrekvens. Den maksimale forstærkning opnås ved et frekvensforhold på 1. I dette tilfælde bliver den maksimale forstærkning på 4,11. Ved at bestemme forholdet mellem den maksimale drejning og amplituden på den statiske løsning, vist på Figur 83, ses det, at forstærkningen bliver:

$$\frac{0,444}{0,108} = 4,11$$

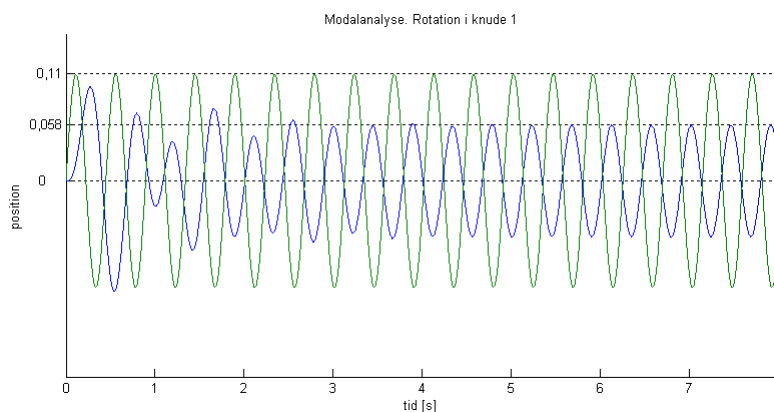
hvilket svarer til den maksimale forstærkning illustreret på Figur 84.

Ved frekvensforhold større end 1 aftager den dynamiske forstærkning. Ved et frekvensforhold på 1,39 er amplituden for drejningen og den statiske løsning ens efter indsvingningsperioden, hvilket ses på Figur 85.



Figur 85 Den blå kurve illustrerer drejningen. Den grønne kurve illustrerer den statiske løsning. Efter indsvingningsperioden er amplituden for drejningen og den statiske løsning ens.

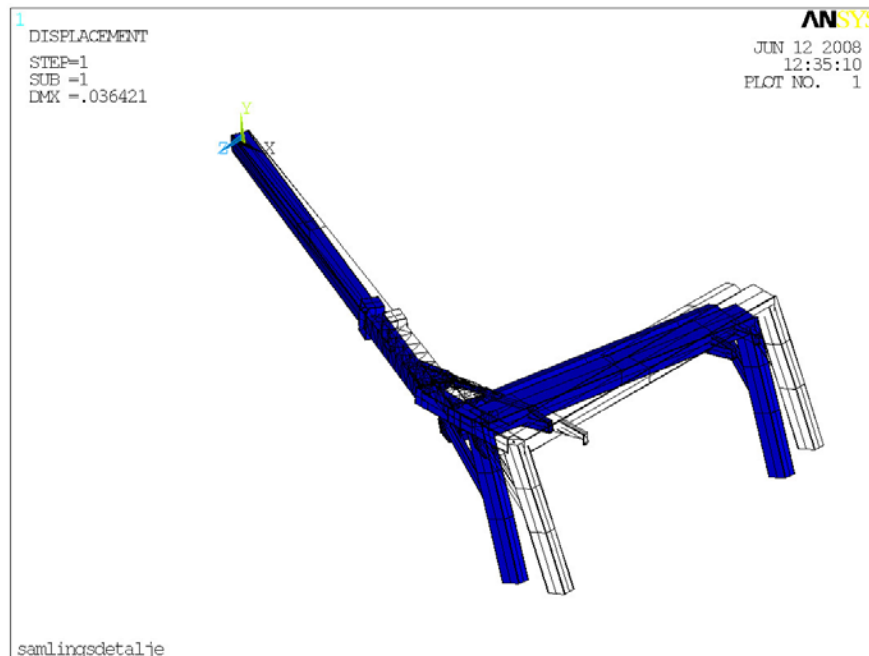
Ved forhold større end 1,39 bliver drejningen mindre end den statiske løsning. Lastfrekvensen svinger dermed så hurtigt, at systemet ikke når at mærke den, hvilket medfører en mindre drejning. På Figur 86 ses drejningen, idet lastfrekvensen er valgt højere end systemet egenfrekvens.



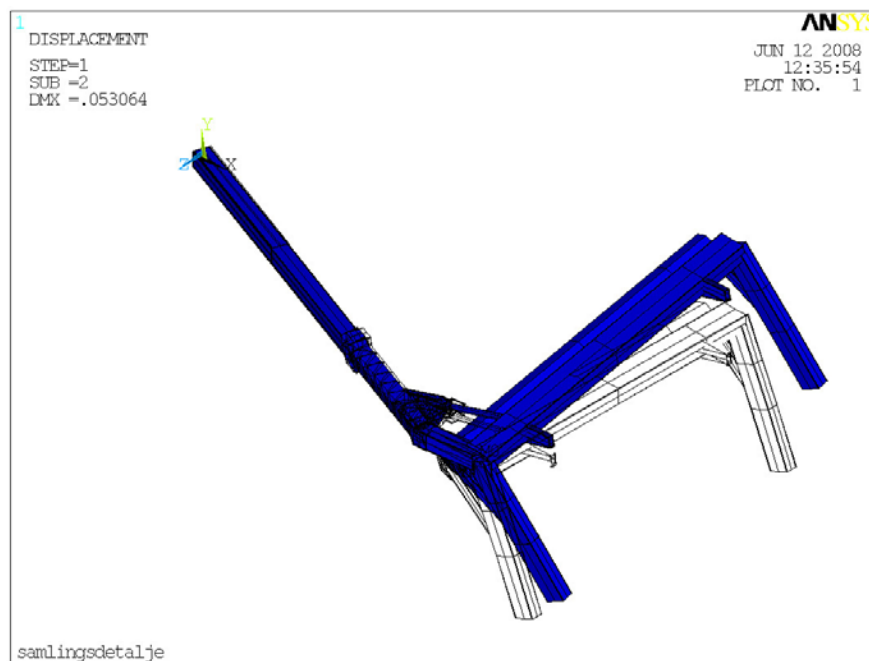
Figur 86 Lastfrekvensen er valgt højere end systemets egenfrekvens. Dette medfører at amplituden for drejningen, den blå kurve, bliver mindre end amplituden for den statiske løsning den grønne kurve.

APP. 3 Svingeformer

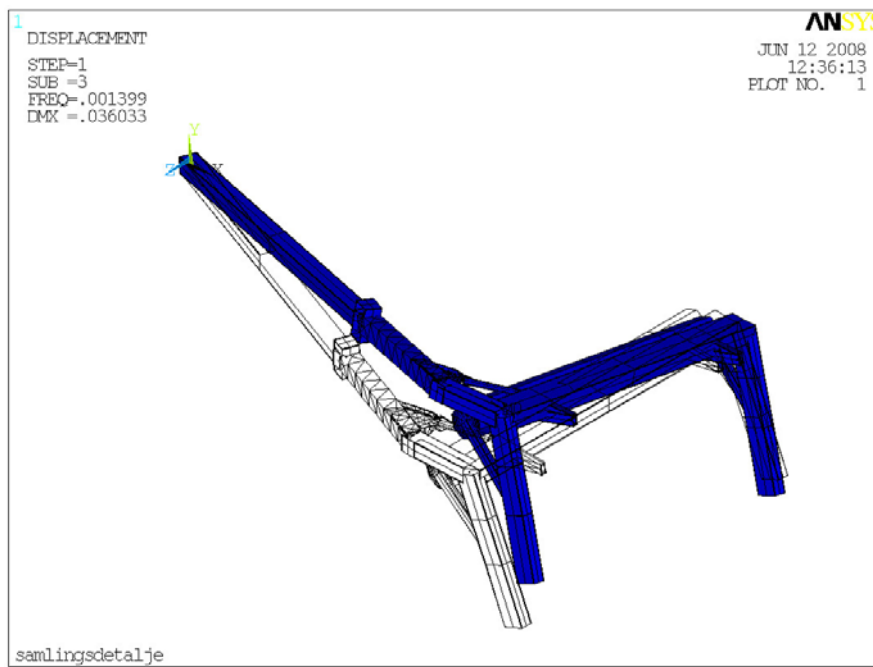
Her vises skårlæggerens første 8 egensvingningsformer. På Figur 87 - Figur 89 illustreres stiftlegemebevægelserne omkring de tre akser.



Figur 87 Svingeform 1



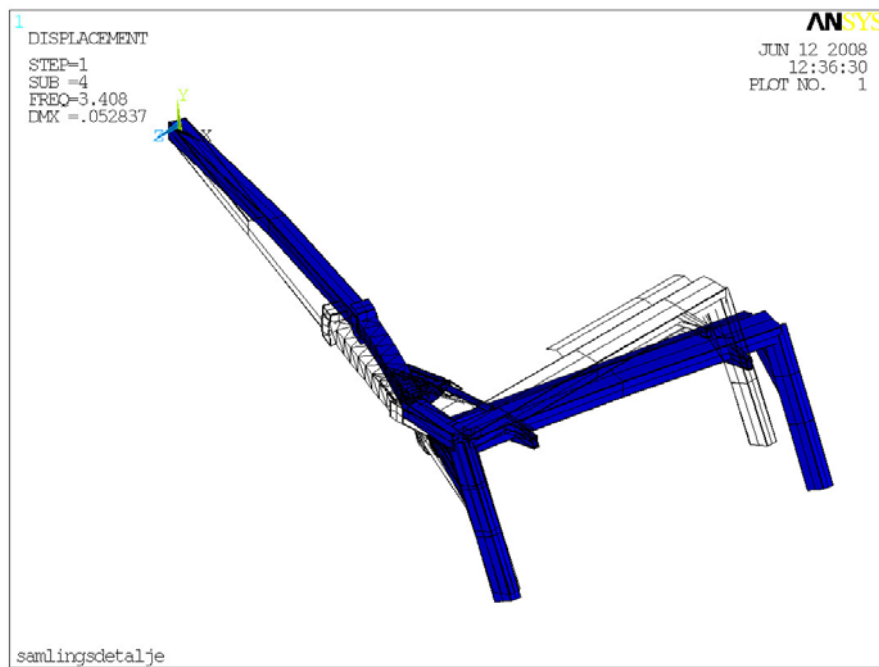
Figur 88 Svingeform 2



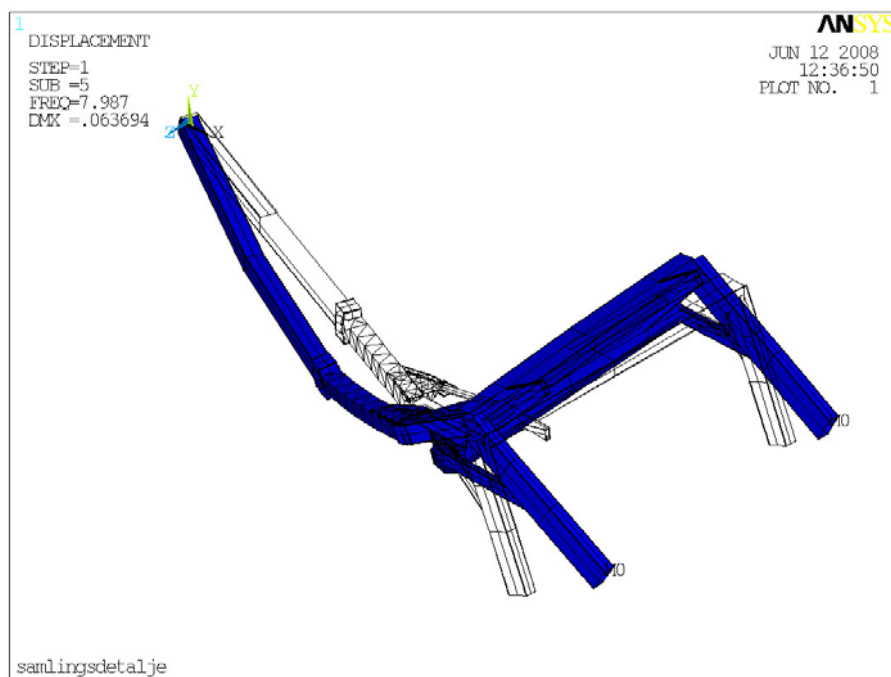
Figur 89 Svingeform 3

Som det fremgår af de tre figurer, roteres der ikke rent omkring de globale akser. Rotationerne er derimod en kombination om flere af akserne. Dette skyldes, at det globale koordinatsystem i Ansys ikke nødvendigvis er det samme, som egen-svingningsformerne bestemmes i.

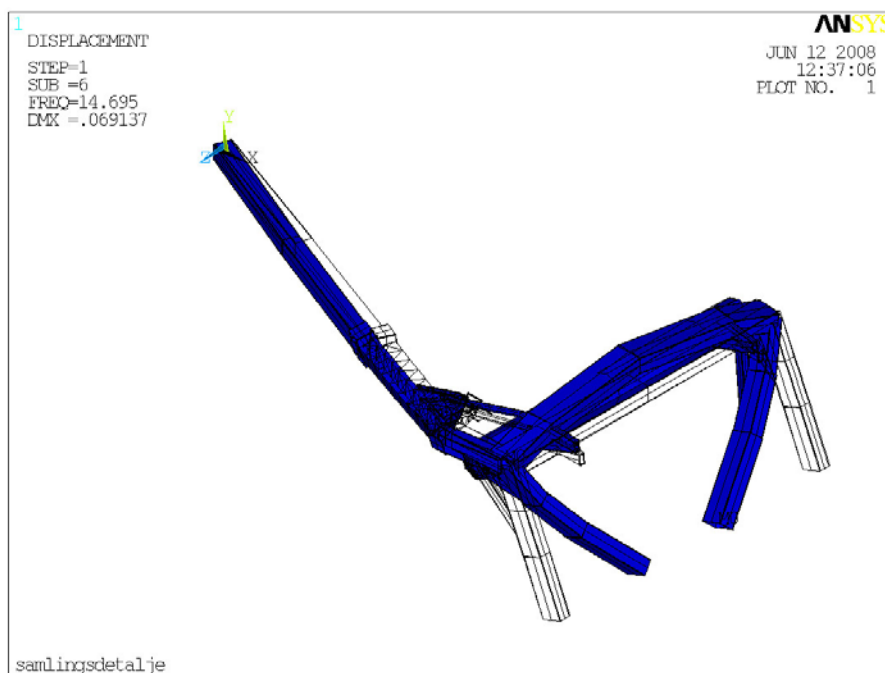
De efterfølgende figurer viser egensvingningsformerne med egenfrekvenser forskelligt fra 0. Frekvenserne fortæller noget om stivheden og massen i systemet. Jo lavere egenfrekvens jo tungere eller slappere er systemet. Det modsatte er gældende ved høje egenfrekvenser.



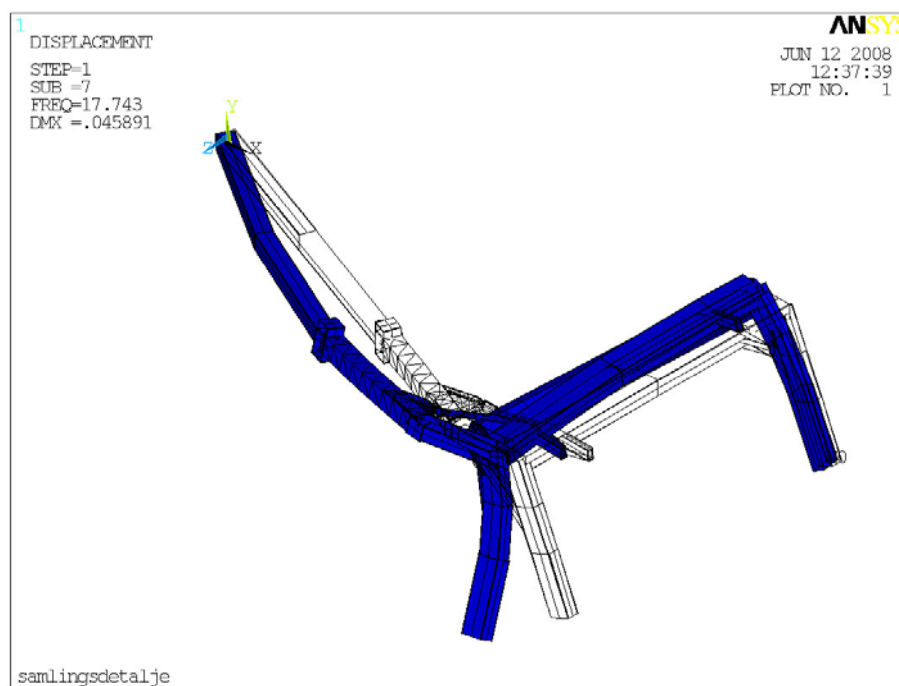
Figur 90 Svingeform 4



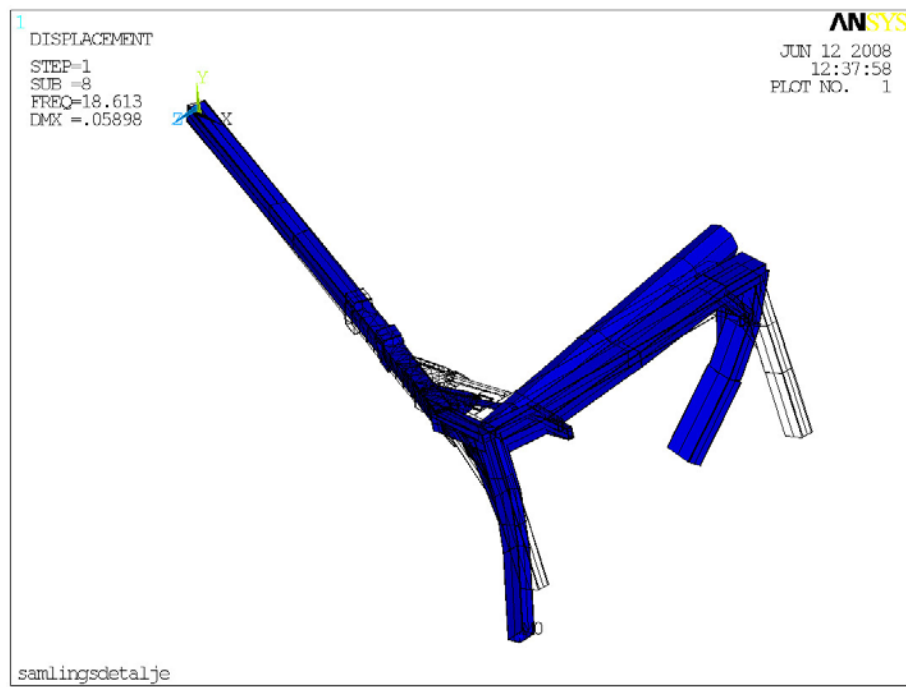
Figur 91 Svingeform 5



Figur 92 Svingeform 6



Figur 93 Svingeform 7



Figur 94 Svingeform 8

APP. 4 DVD oversigt

Til Rapporten er knyttet en DVD. Foruden rapporten i pdf-format er der 10 mapper på DVD'en, og deres indhold er kort beskrevet i denne oversigt. For at kunne anvende en del af materialet, skal der kunne skrives til mapperne. Derfor anbefales det at flytte DVD'ens indhold til harddisken.

Filmklip:

Relevante filmklip til understøttelse af rapporten. Det anbefales at gennemse filmklippet "titel" før gennemlæsning af Rapporten.

Billeder:

Alle billeder taget i forbindelse med projektet

CAD:

CAD-modeller af skårlæggeren 4232LT i henholdsvis transportstilling og driftstilling. CAD-filerne kan læses af Autodesk Inventor 11.

Diverse fra Kverneland

Diverse informationer fra Kverneland vedrørende test og produkter. Der foreligger desuden stepfiler til oprettelse af CAD-modeller i anden CAD-software.

Lodret bevægelse for testfeltet i MathCAD

MathCAD-fil beskrivende den lodrette bevægelse fra testfeltets rulle.

Dynamisk respons på bjælke model i MATLAB:

Matlab-rutiner beskrivende den dynamiske 3D-bjælke model for skårlæggeren model 4232LT. Der anvendes enkelte CALFEM-rutiner til enkelte dele. Der anvendes Newmarks numeriske tidsintegrationsmetode. Det dynamiske respons er animeret og der kan udlæses plot af udvalgte parametre i modellen. Der foreligger løsning for en simuleret test på henholdsvis forskudte og parallelle bump ved testfeltet.

Samlingsdetalje solid i ANSYS

Ansys db-fil og lgw-fil for opbygning af samlingsdetaljen i solidelementer

Influensmatrice for samlingsdetalje i ANSYS

ANSYS db-fil og resultat-fil for opstilling af influensmatrice for samlingsdetalje i solidelementer. Derudover er der vedlagt lgw-fil, hvis analysen ønskes kørt på ny.

Udmattelse i MATLAB

Matlab-rutiner udregnende hot spot spændinger vha. influensmatrice opstillet i ANSYS. Udmattelseskaden udregnes for forskellige hastigheder i en rutine for Rainflow counting.

Delvis solidmodel for skårlægger i ANSYS

Ansys db-fil og lgw-fil for delvis solidmodel af skårlægger. Modellen er opbygget i bjælkeelementer og solidelementer.

Modalanalyse på delvis solidmodel i ANSYS

Ansys db-fil og resultat-fil for modalanalyse på den delvise solidmodel. Derudover er der vedlagt lgw-fil, hvis analysen ønskes kørt på ny.

Løsning af modalt system i Matlab

Matlabrutine, som opretter og løser det modal system ud fra de fundne svingeformer i modalanalysen i ANSYS. Der er udskrevet en tekst-fil (lgw-fil) til ANSYS indeholdende de superpositionerede flytninger.

Postprocessing af superpositionerede flytninger på delvis solidmodel i ANSYS

Tekst-filen med de superpositionerede flytninger er indsat i Ansys og der foreligger db-fil med postprocessingen. Desuden er vedlagt lgw-fil for hele opsætningen, hvis postprocessingen ønskes kørt på ny.